

초기인장력과 평형형상을 고려한 인장구조물의 동적 특성에 대한 연구

A Study on the Dynamic Characteristics of Tension Structures according to Initial Tension Forces and Equilibrium Shape

장 동 일¹⁾ . 김 학 재²⁾
Chang, Dong Il Kim, Hak Jae

요 약 : 초기인장력 변화에 따른 구조물의 동적거동은 초기인장력의 감소에 따라 기하학적 비선형성은 증가하고 고차모드의 영향이 지배적이고 phase portrait는 period attractor가 복잡한 양상으로 발생하였으며, 초기인장력의 증가에 따라 비선형 해석결과와 선형 해석결과와의 차이는 감소하였고 1차모드가 지배적인 모드로 작용하고 phase portrait는 period attractor가 일정한 영역에서 규칙적으로 발생함을 알 수 있었다. 이와 같은 결과는 Lanczos 모드해석과 같이 모드축소법을 이용하는 비선형 동적해석에서 유용한 정보를 제공할 수 있으며, 현실적으로 비선형 동적해석에 소요되는 시간과 노력이 매우 크다는 것을 감안할 때 초기인장력에 따라 모드축소법에 기여하는 모드를 결정하면 정확한 동적응답을 얻을 수 있다.

ABSTRACT : Considering dynamic behaviors according to initial tension forces, geometric nonlinearity and the effect of higher eigen modes to participate in dynamic behaviors increase as initial tension forces decrease, and from phase portrait we can realize that period attractors are produced in many area with complexity. If initial tension forces increase, difference between linear and nonlinear solutions will decrease and the first eigen mode dominate the dynamic behaviors and observing phase portrait, period attractors appear in certain area regularly. These results may offer meaningful informations to nonlinear dynamic analysis using modal reduction methods such as Lanczos modal analysis. And actually nonlinear dynamic analysis needs very large computational efforts. So, if we determine the number of eigen modes to take part in modal analysis corresponding to initial tension forces we will get

1) 정희원, 한양대학교 지구환경건설공학부 교수
2) 정희원, 서울특별시 행정 제 2부시장

본 논문에 대한 토의를 1998년 9월 30일까지 학회로 보내 주시면 토의 회답을 게재하겠습니다.

more accurate data close to exact nonlinear dynamic solutions.

핵심어 : 인장구조물, 초기인장력, 평형형상, 형상탐색,

KEYWORDS : Tension Structure, Initial Tension Force, Equilibrium Shape, Form Finding

1. 연구배경

인장구조물은 구조물을 구성하는 부분들을 미리 만들어(pre-fabrication) 놓을 수 있고 수송과 조립이 간단하며 상대적으로 가격이 저렴하다. 또한 넓은 영역의 우주공간(無柱空間)을 실현할 수 있는 장점이 있다. 인장구조물의 설계시 멤브레인에는 휨강성(flexural rigidity)이 존재하지 않으므로 인장구조물의 형상을 미리 결정하는 것은 불가능하고 실제로 각각의 평형상태에 따라 인장구조물의 형상은 계속해서 변화한다. 작용하중, 초기응력 및 멤브레인의 형상들은 서로 상호작용을 하는데 멤브레인은 작용하중에 따라 그 형상을 수정한다. 작용하중과 멤브레인의 곡률에 영향을 받는 초기응력들이 결합되어 비선형 평형방정식의 집합을 구성한다. 비선형 평형방정식에서는 기하학적인 형태의 비선형성만 고려되는데 응력과 변형률은 일반적으로 선형적인 관계를 만족한다고 가정된다. 또한 멤브레인이 압축응력을 받지 못한다는 것은 인장구조물의 설계를 더욱 복잡하게 하는데 압축응력이 작용하는 경우 응력이 작용하는 부분이 구겨지는 결과를 초래하므로 구조물의 미관이 크게 훼손되고 설계시 초기응력의 이상적인 분포가 불가능하게 된다. 그러나 이러한 문제때문에 해석적 접근방법은 이용할 수 없으며, 수치적 접근방법만이 가능하다.

2. 운동방정식

Hamilton의 정리에서 질량 m 인 물체의 운

동을 식 (1)과 같은 운동방정식으로 표현할 수 있다⁽⁵⁾

$$\delta \int_{t_1}^{t_2} (T^* - V) dt + \int_{t_1}^{t_2} \delta W dt = 0 \quad (1)$$

여기서, T^* 는 질량 m 인 물체의 운동에너지, V 는 포텐셜에너지이다. 포텐셜에너지 함수로부터 유도할 수 없는 즉, 포텐셜에너지 함수와 무관한 힘이 존재하는데 δW 는 이 힘에 의한 가상일을 나타낸다. 멤브레인 요소는 전체좌표계에 대해서 병진운동과 회전운동을 가진다. 멤브레인이 가지는 복원력의 일부는 초기응력장에 기인하고 다른 부분은 탄성변형률에 기인한다. 고전적인 평면 멤브레인 해석의 경우 면내운동과 측면운동은 분리되어 있다. 즉 초기응력장이 횡진동에 대한 복원력으로 작용하는 반면 탄성변형률은 면내진동에 대한 복원력을 유발한다. 곡면을 가지는 멤브레인 구조물의 경우 좌표축에서 정의되는 운동은 서로 결합된 형태로 나타나므로 응력-변형률 관계는 식 (2)와 같이 표현할 수 있다⁽⁴⁾.

$$\sigma = D\varepsilon + \sigma_0 \quad \sigma_0 = [\sigma_\xi, \sigma_\eta, \tau_{\xi\eta}]^T \quad (2)$$

멤브레인 요소에서 포텐셜에너지에 대한 변분을 식 (3)과 같이 표현할 수 있다.

$$\delta V = \int_{\Omega} \delta \varepsilon^T \sigma d\Omega \quad (3)$$

여기서 Ω 는 멤브레인 요소의 체적을 나타낸다. 응력벡터 σ_0 의 크기는 변하지 않으므로 포텐셜에너지는 식 (4)와 같이 나타낼 수 있다.

$$V = \int_{\Omega} \left[\frac{1}{2} \boldsymbol{\varepsilon}^T \mathbf{D} \boldsymbol{\varepsilon} + \boldsymbol{\varepsilon}^T \boldsymbol{\sigma}_0 \right] d\Omega \quad (4)$$

[]에 있는 항은 선형적인 변형률-변위 관계를 나타낸다. 멤브레인의 면내진동 해석에서는 이들만으로 충분하지만 횡진동의 경우 회전운동이 중요하므로 횡방향 처짐을 적절히 고려하기 위해서는 2차식 형태의 식이 필요하고 변형률-변위의 관계를 식 (5)와 같이 나타내는 것이 편리하다.

$$\boldsymbol{\varepsilon} = \mathbf{B}_0 \mathbf{u} + \frac{1}{2} \mathbf{A} \theta \quad (5)$$

여기서, \mathbf{u} 는 절점변위벡터이고 θ 는 변위구배 벡터이다. 따라서, 식 (5)는 식 (6)과 같이 나타낼 수 있다.

$$\delta \boldsymbol{\varepsilon} = (\mathbf{B}_0 + \mathbf{A} \mathbf{G}) \delta \mathbf{u} \quad (6)$$

방정식 (4)와 (5)를 이용해서 포텐셜에너지 함수를 식 (7)과 같이 나타낼 수 있다.

$$V = \int_{\Omega} \frac{1}{2} \mathbf{u}^T (\mathbf{B}_0^T + \frac{1}{2} \mathbf{G}^T \mathbf{A}^T) \mathbf{D} (\mathbf{B}_0 + \frac{1}{2} \mathbf{A} \mathbf{G}) \mathbf{u} + \mathbf{u}^T (\mathbf{B}_0^T + \frac{1}{2} \mathbf{G}^T \mathbf{A}^T) \boldsymbol{\sigma}_0 d\Omega \quad (7)$$

작은 진폭의 진동은 선형운동방정식에 의해 지배되고 작은 진폭의 진동을 위해 포텐셜에너지에서 요구되는 항은 식 (8)과 같다.

$$V_1 = \int_{\Omega} \frac{1}{2} \mathbf{u}^T \mathbf{B}_0^T \mathbf{D} \mathbf{B}_0 \mathbf{u} + \mathbf{u}^T \frac{1}{2} \mathbf{G}^T \mathbf{A}^T \boldsymbol{\sigma}_0 d\Omega$$

$$= \int_{\Omega} \frac{1}{2} \mathbf{u}^T (\mathbf{B}_0^T \mathbf{D} \mathbf{B}_0 + \mathbf{G}^T \boldsymbol{\Sigma} \mathbf{G}) \mathbf{u} d\Omega \quad (8)$$

()안의 첫번째, 두번째 항은 지배방정식에서 응력을 고정시키는 항(stress stiffening terms)으로 작용하며, 식 (1)의 T^* 와 δW 의 항을 식 (9) 및 식 (10)으로 나타낼 수 있다.

$$T^* = \int_{\Omega} \frac{1}{2} \{\dot{\mathbf{u}}\}^T \rho \{\dot{\mathbf{u}}\} d\Omega \quad (9)$$

$$\delta W = \int_{\Omega} \delta \{\mathbf{u}\}^T \mathbf{P} d\Omega \quad (10)$$

여기서, ρ 는 재료의 밀도, \mathbf{P} 는 멤브레인에 작용하는 힘을 나타낸다.

3. 유한요소방정식

V_1 , T^* , δW 로부터 멤브레인의 강성행렬, 질량행렬, 하중행렬을 유도하면 식 (11) ~ 식 (13)과 같다.

$$V_1 = \frac{1}{2} \mathbf{u}^T (\mathbf{K}_e + \mathbf{K}_g) \mathbf{u} \quad (11)$$

$$T^* = \frac{1}{2} \dot{\mathbf{u}}^T \mathbf{M} \dot{\mathbf{u}} \quad (12)$$

$$\delta W = \delta \mathbf{u}^T \mathbf{F} \quad (13)$$

식 (11)의 행렬 \mathbf{K}_e 와 \mathbf{K}_g 는 탄성강성행렬과 기하학적 강성행렬, 식 (12)의 행렬 \mathbf{M} 은 질량행렬, 식 (13)의 \mathbf{F} 는 등가절점하중을 나타낸다. 멤브레인 구조물의 운동방정식은 식 (14)와 같이 정의된다.

$$\mathbf{M} \ddot{\mathbf{u}} + \mathbf{K} \mathbf{u} = \mathbf{F} \quad (14)$$

여기서 \mathbf{M} 과 \mathbf{K} 는 멤브레인 운동계의 질량행렬과 강성행렬, \mathbf{F} 는 멤브레인 절점에 작용하는 하

중벡터이다. 실제로 이들 행렬들은 요소들의 행렬들을 조합해서 얻어진다.

고유진동수 ω 를 가지는 자유진동의 운동방정식은 식 (15)와 같은 고유치 문제의 형태로 표현할 수 있다.

$$(K - \omega^2 M) u = 0 \quad (15)$$

4. 운동방정식의 직접적분

진동이 증가하면 멤브레인의 기하학적인 형태가 크게 변화하므로 이러한 비선형 효과들을 반영하기 위해서는 포텐셜에너지 함수의 3차식과 4차식을 운동방정식에서 고려하여야 하고 방정식 (8)의 고차식은 식 (16)과 같이 나타낼 수 있다⁽⁵⁾.

$$V_2 = \int_{\Omega} \frac{1}{2} u^T (B_0^T DAG + G^T A^T DAG) u d\Omega \quad (16)$$

위 식의 V_2 가 V_1 에 더해질 때 총 포텐셜에너지가 모두 충족되고 u 에 대한 V_2 의 변분을 평가하기 위해서 식 (17)을 이용한다.

$$\delta \left(\frac{1}{2} AGu \right) = AG\delta u \quad (17)$$

식 (17)로부터 식 (18) 및 식 (19)와 같은 결과를 얻을 수 있다.

$$\begin{aligned} \delta V_2 = \int_{\Omega} & \left[\delta u^T B_0^T \left(\frac{1}{2} ADGu \right) + \right. \\ & u^T B_0^T DAG \delta u + \frac{1}{2} \delta u^T G^T A^T D \\ & \left. \left(\frac{1}{2} AGu \right) + \frac{1}{2} \left(\frac{1}{2} u^T G^T A^T \right) \right. \\ & \left. DAG \delta u \right] d\Omega \quad (18) \end{aligned}$$

$$\delta V_2 = \int_{\Omega} \delta u^T \left[\frac{1}{2} B_0^T DAG + \quad (19) \right.$$

$$\left. G^T A^T DB_0 + \frac{1}{2} G^T A^T DAG \right] u d\Omega$$

결과적으로 요소에 대한 비선형 강성행렬은 식 (20)과 같은 형태를 취하며, 비선형 운동방정식은 식 (21)과 같이 정의할 수 있다.

$$[K]_{NL} = \int_{\Omega} \left[\frac{1}{2} B_0^T DAG + \quad (20) \right.$$

$$\left. G^T A^T DB_0 + \frac{1}{2} G^T A^T DAG \right] d\Omega$$

$$M \ddot{U} + C \dot{U} + K(U) U = F(t) \quad (21)$$

Newton-Raphson 방법을 사용하기 위해서 식 (22)~식 (24)의 방정식을 해석에 이용한다.

$$\bar{K}_i \Delta U^i = R_{t+\Delta t} - \bar{K}(U_{t+\Delta t}^{i-1}) \quad (22)$$

$$U_{t+\Delta t}^{i-1} \quad (22)$$

$$U_{t+\Delta t}^i = U_{t+\Delta t}^{i-1} + \Delta U^i \quad (23)$$

$$\bar{K}_i = \bar{K} + \frac{\Delta t^2}{2} b \left[\frac{\partial K}{\partial U} U \right]_{t+\Delta t}^{i-1} = M + \quad (24)$$

$$\Delta t a C + \frac{\Delta t^2}{2} b \left[K(U) + \frac{\partial K}{\partial U} U \right]_{t+\Delta t}^{i-1} \quad (24)$$

식 (24)를 해석하는 경우 \bar{K}_i 를 정확하게 유도하여야 하고 \bar{K}_i 는 강성행렬이 유도된 포텐셜에너지 함수에 대한 2차변분으로부터 얻어지므로 멤브레인의 접선강성행렬 K_i 는 식 (25)와 같이 된다.

$$K_i = K(U) + \frac{\partial K}{\partial U} U$$

$$\begin{aligned}
&= K_e + K_g + K_{NL} + \frac{\partial K_{NL}}{\partial U} U \\
&= \int_{\Omega} G^T M G + (B_0 + A G)^T D (B_0 + A G) d\Omega
\end{aligned}
\tag{25}$$

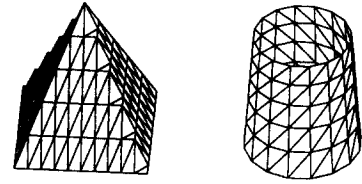
5. 형상탐색(Form Finding)

최소표면은 인장응력이 등방성을 가지는 상태를 의미하는데 최소표면을 구하기 위해서 멤브레인 구조물이 매우 작은 탄성계수를 가지고 인장응력이 등방성을 지닌다고 가정하고 ($\sigma_{x0} = \sigma_{y0}$, $\tau_{xy0} = 0$) 주어진 기하학적인 경계조건에 따라 멤브레인의 평형형상이 계산된다. 또한 매우 큰 변위가 발생하더라도 멤브레인 내부에서 발생하는 응력의 변화는 매우 천천히 진행되는데 그 이유는 탄성계수를 작게 가정했기 때문이다.

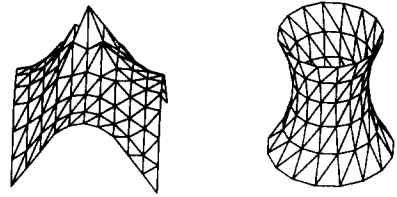
따라서 등방성을 가지도록 설정된 인장응력 상태는 계산된 평형형상에서도 변화하지 않게 된다. 즉, 멤브레인의 평형형상은 거의 일정한 응력상태를 가지고 있다고 할 수 있다. 그림 1과 같이 등방성을 지닌 일정한 응력상태에서의 형상이 멤브레인의 평형형상이라고 할 수 있다⁽¹⁰⁾.

6. 수치해석

본 연구를 위해서 개발한 유한요소해석 프로그램, 램인 MAT를 검증하기 위해 정사각형 멤브레인의 자유진동해석을 수행하여 고유진동수의 이론치와 해석치를 비교함으로써 유한요소 정식화의 타당성과 개발된 프로그램의 신뢰성을 확인하였다. 또한 초기인장력과 평형형상이 인장구조물의 동적거동을 파악하기 위해 멤브레인 구조물에 대한 강제진동해석을 수행하여 Response histogram, Fourier spectrum, Phase portrait를 평가하였다.



(a) 형상탐색 이전

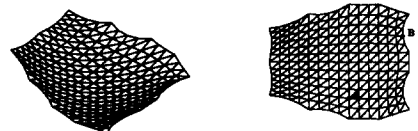


(b) 형상탐색 이후

그림 1. 멤브레인 구조물의 평형형상

6.1 초기인장력의 변화에 따른 멤브레인 구조물의 동적거동

길이가 $66 \times 60\text{m}$, 두께가 0.001m 인 그림 2와 같은 지붕형태의 형태의 멤브레인 구조물은 경쾌한 미관과 넓은 무주공간(無柱空間)을 확보할 수 있는 장점을 가지고 있어서 대형경기장 등에서 많이 사용되고 있는 대표적인 구조물이다. 그림 2에서와 같이 모서리진 부분이 힌지로 구속되어 있으며, 구조물에 작용하는 하중은 요소면에 수직으로 작용하는 등분포하중으로 0.5초 의 주기를 갖는 크기 200N 의 Cosine파가 0.25초 동안 작용된다고 가정하였다. 멤브레인 구조물의 응답이력은 그림 2(b)의 A, B점에 대해서 Z축방향 변위를 구하였다.

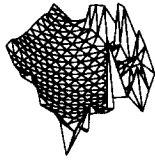


(a) 투시도

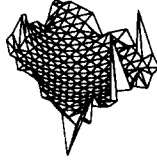
(b) 평면도

그림 2. 지붕으로 사용되는 멤브레인 구조물

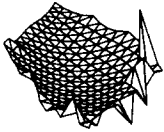
위 구조물에 대한 자유진동해석 결과는 그림 3과 같으며, 그림 3은 초기인장력 10000N 작용시 멤브레인에서 나타나는 모드형상을 나타내고 있다.



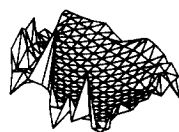
(a) 모드 1(1.031Hz)



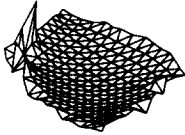
(b) 모드 2(1.149Hz)



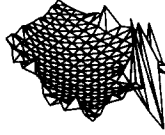
(c) 모드 3(1.245Hz)



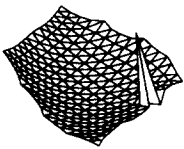
(d) 모드 4(1.305Hz)



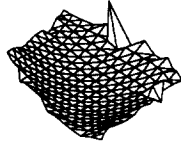
(e) 모드 5(1.372Hz)



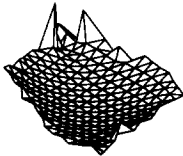
(f) 모드 6(1.456Hz)



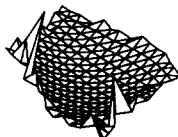
(g) 모드 7(1.562Hz)



(h) 모드 8(1.636Hz)



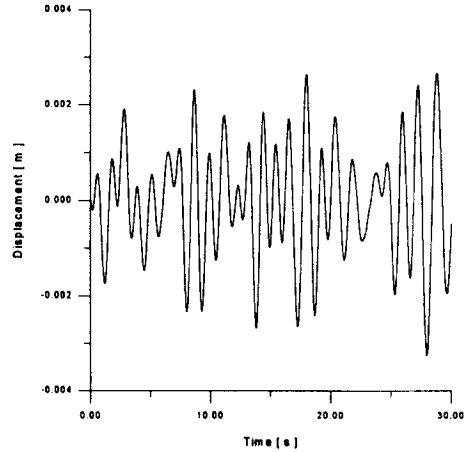
(i) 모드 9 (1.788Hz)



(b) 모드 10(1.824Hz)

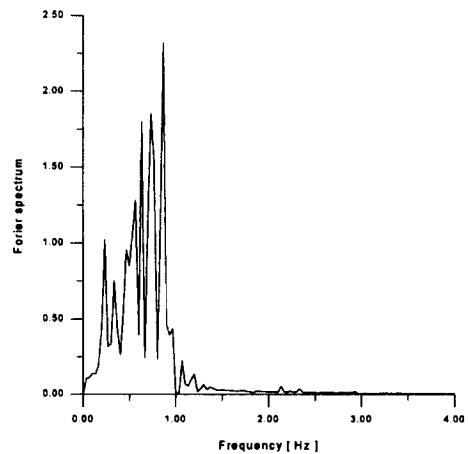
그림 3. 지붕으로 사용되는 멤브레인의 모드형상

그림 3에서 인장구조물과 같이 기하학적 비선형성이 큰 구조물의 경우 고차모드의 영향이 두드러지게 나타나며, 이러한 고차모드의 기여도는 초기인장력에 의해 결정됨을 알 수 있었다 또한 그림 4~그림 9는 초기인장력의 변화에 따른 멤브레인의 A점 및 B점에서 비선형 동적해석 결과를 나타내고 있다.

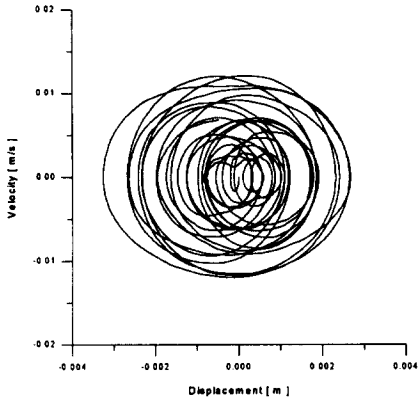


(a) Response histogram

그림 4. 초기인장력 100N 작용시 A점에서의 비선형 동적해석 결과

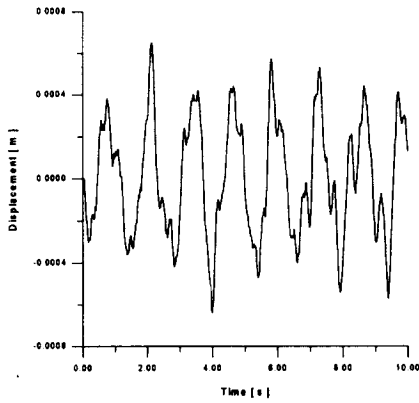


(b) Fourier spectrum

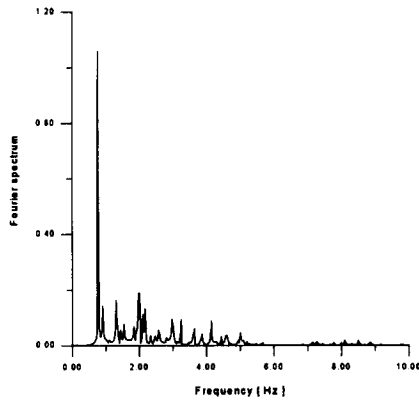


(c) Phase portrait

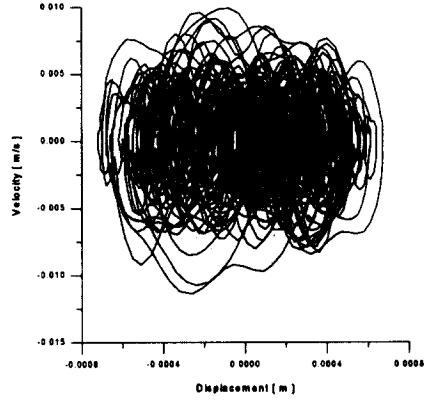
그림 4. 계속



(a) Response histogram

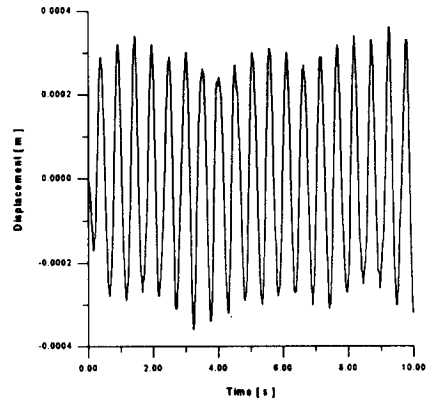


(b) Fourier spectrum



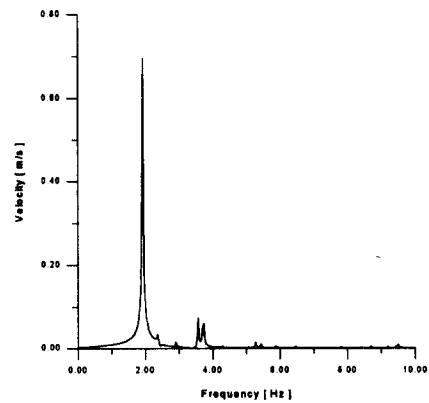
(c) Phase portrait

그림 5. 초기인장력 100000N 작용시 A점에서의 비선형 동적해석 결과

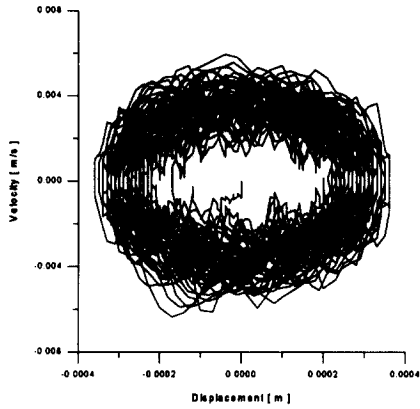


(a) Response histogram

그림 6. 초기인장력 100000N 작용시 A점에서의 비선형 동적해석 결과

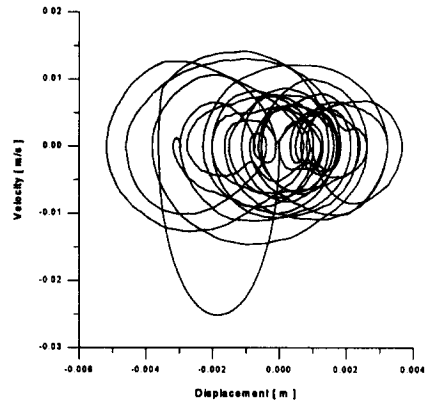


(b) Fourier spectrum



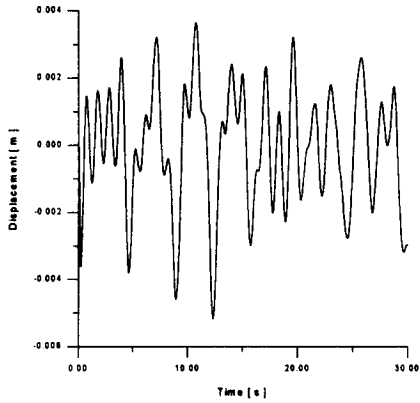
(c) Phase portrait

그림 6. 계속

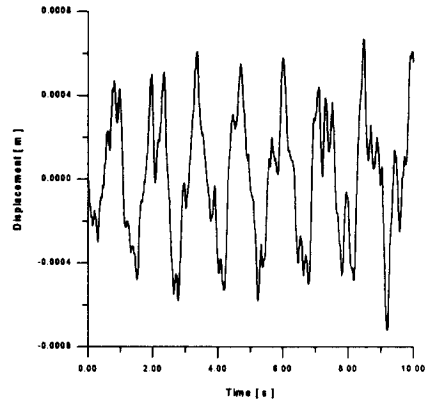


(c) Phase portrait

그림 7. 초기인장력 100N 작용시 B점에서의 비선형 동적해석 결과

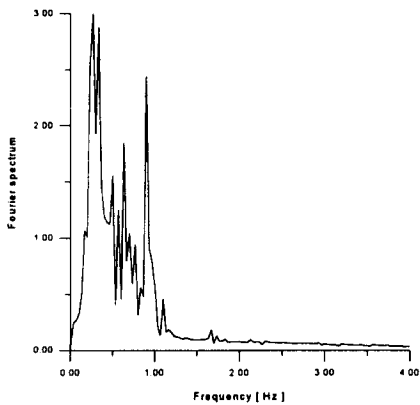


(a) Response histogram

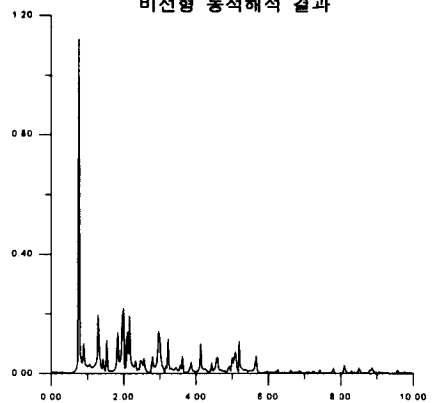


(a) Response histogram

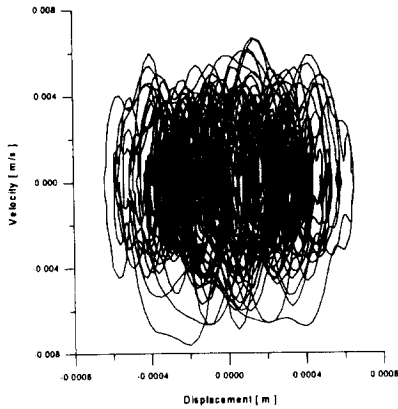
그림 8. 초기인장력 100000N 작용시 B점에서의 비선형 동적해석 결과



(b) Fourier spectrum

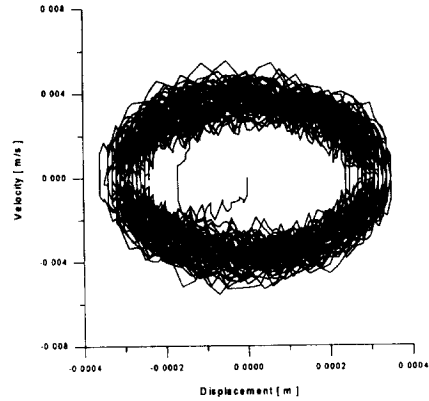


(b) Fourier spectrum



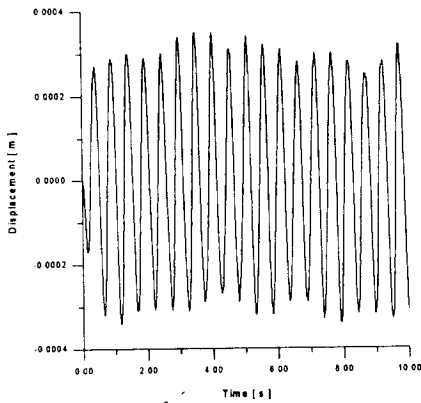
(c) Phase portrait

그림 8. 계속

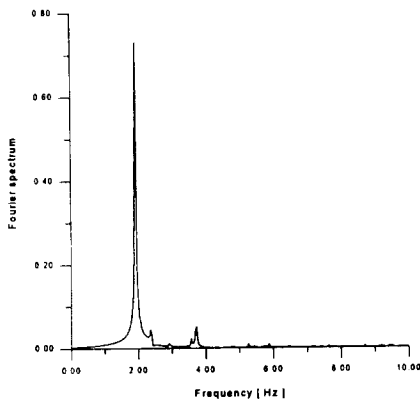


(c) Phase portrait

그림 9. 초기 인장력 1000000N 작용시 B점에서의 비선형 동적해석 결과



(a) Response histogram



(b) Fourier spectrum

위의 결과로부터 알 수 있는 바와 같이 Response histogram에서는 그 형태가 절점의 위치에 따라 달라지고 일정한 경향이 없기 때문에 Fourier spectrum과 Phase portrait를 통한 분석이 반드시 필요함을 알 수 있다. Fourier spectrum에서 보는 바와 같이 초기인장력이 감소함에 따라 고차모드의 영향이 지배적임을 알 수 있고 초기인장력이 증가함에 따라 고차모드의 영향은 감소하고 1차모드가 가장 지배적인 모드로 작용함을 알 수 있다. 또한 Phase portrait에서 보는 바와 같이 초기인장력이 감소함에 따라 임의의 형태를 나타내고 Period attractor도 매우 복잡한 양상을 나타내고 있으며, 초기인장력이 증가함에 따라 원의 모양을 나타내고 Period attractor도 일정한 영역에서 규칙적으로 발생함을 알 수 있다.

따라서 비선형 동역학에서 사용되는 Phase portrait를 이용하면 초기인장력에 따른 인장구조물의 동적거동을 비교적 명확하게 이해할 수 있을 것으로 생각된다.

6.3 평형형상변화에 따른 멤브레인 구조물의 동적거동

그림 10과 같이 하부길이가 8×5m, 상부길이가

가 10.9m, 두께가 0.001m인 멤브레인 구조물에서 Type A는 상부가 완전히 구속되어 있는 구조물, Type B는 Type A에서 일부 절점들의 구속조건을 제거한 후 형상탐색을 수행해서 얻어진 구조물, Type C는 Type A의 상부의 구속조건을 완전히 제거한 후 형상탐색을 수행해서 얻어진 구조물이다. 하중형태는 요소면에 수직한 등분포하중으로 구조물에 0.5초의 주기를 갖는 크기 200N의 Cosine파가 0.25초 동안 작용하였다고 가정한다. 멤브레인 구조물의 응답이력은 그림 10에서 A점의 Z축방향 변위에 대해서 구하였으며, 평형형상의 변화에 따른 멤브레인 구조물의 동적거동을 나타내면 그림 11과 같다.

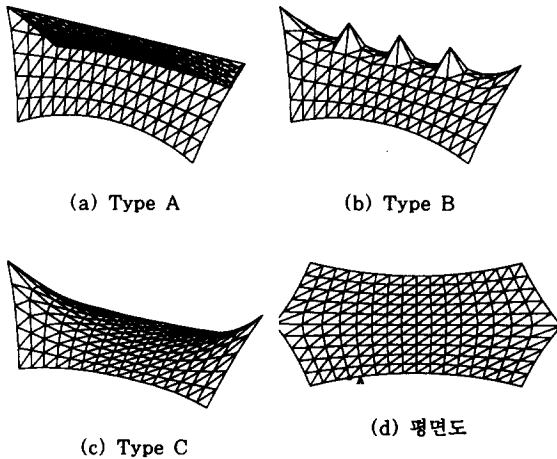


그림 10. 경계조건의 변화에 따라 변화하는 멤브레인 구조물의 평형형상

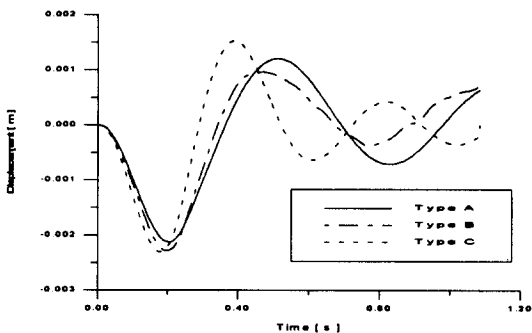


그림 11. 평형형상의 변화에 따른 멤브레인 구조물의 동적거동

그림 11에서 보는 바와 같이 경계조건의 변화에 따라 변화하는 평형형상은 멤브레인 구조물의 응답특성을 변화시킨다는 것을 알 수 있다. 초기 거동은 같을 수 있지만 궁극적으로 전혀 다른 형태의 응답을 나타내게 되므로 인장구조물의 동적 거동을 고찰하기 전 반드시 경계조건과 초기인장력을 고려해서 형상탐색을 수행해야 한다는 사실을 확인할 수 있다.

7. 결 론

(1) 정사각형 멤브레인에 대한 자유진동해석 결과 유한요소정식화의 타당성을 검증할 수 있었다.

(2) 경계조건, 초기인장력에 따라 변화하는 평형형상들은 이질적인 동적거동을 나타내므로 인장 구조물의 동적거동을 규명하기 위해서는 반드시 경계조건과 초기인장력을 고려한 형상탐색을 수행해야 한다는 사실을 확인하였다.

(3) 초기인장력의 변화에 따른 구조물의 동적 거동은 초기인장력이 감소함에 따라 기하학적인 비선형성은 증가하고 고차모드의 영향이 증가하고 phase portrait는 period attractor가 복잡한 양상으로 발생하였으며, 초기인장력이 증가함에 따라 비선형 해석결과와 선형 해석결과는 거의 일치하였으며, 1차모드의 영향이 지배적이고 phase portrait는 period attractor가 일정한 영역에서 규칙적으로 발생함을 알 수 있었다.

(4) Lanczos 모드해석과 같이 모드축소법을 이용하는 비선형 동적해석에 대해 유용한 정보를 제공할 수 있으며, 현실적으로 비선형 동적해석에 소요되는 시간과 노력이 매우 크다는 점을 감안할 때 초기인장력에 따라 모드축소법에 기여하는 모드를 결정하는 경우 보다 정확한 동적응답을 얻을 수 있음을 알 수 있었다.

(5) 인장구조물에 압축응력이 작용하는 경우 구조물의 일부가 구겨지는 현상(wrinkling)이 발생하므로 이러한 현상은 과도한 처짐과 기하학적인 비선형성을 증가시키며, 비선형 동적해석에 소

요되는 시간을 급격히 증가시키고 결과의 수렴을 방해하기 때문에 이러한 문제의 해결을 위해서는 특정 요소의 과도한 처짐과 기하학적인 변형을 고려할 수 있는 수정된 비선형 해석기법의 도입이 필요할 것으로 생각된다.

참 고 문 헌

- (1) J. H. Argyris, T. Angelopoulos and B. Bichat, A general method for the shape finding of lightweight tension structures. *Comput. Meths appl. Mech. Engng* 3, 135-149 (1974)
- (2) R. B. Harber, Computer-aided design of cable reinforced membrane structures. Ph. D. thesis, Cornell University (1980)
- (3) M. Branes, Non-linear Numerical Solution Methods for Static and Dynamic Analysis of Tension Structures, in *Air-Supported Structures*. Institution of Structural Engineers, London (1980).
- (4) R. B. Haber and J. F. Abel, Initial equilibrium solution methods for cable reinforced membranes. Part I-formulations, Part II-implementation. *Comput. Meths. appl. Mech. Engng.* 30, 263-306 (1982).
- (5) M. R. Barnes, Computer aided design of the shade membrane roofs for Expo 88. *Struct. Engng Rev.* 1, 3-13 (1988).
- (6) L. Grundig, Minimal surfaces for finding forms of structural membranes. In: *Proc. 3rd Int. Conf. on Civil and Structural Engineering*, Edinburgh (1987).
- (7) D. S. Wakdfeld, Tensyl: an integrated CAD approach to stressed membrane structures. In: *Proc. 2nd Int. Conf. on Civil and Structural Engineering*, Edinburgh (1985).
- (8) T. Nishimura, N. Tosaka and T. Honma, Membrane structure analysis using the finite element technique. In: *IASS. Symp.*, Vol. 2 (1986).
- (9) A. Miyamura, K. Tagawa, Y. Mizobuchi, O. Kojima, M. Fujikake and J. Murata, A case study of the design and construction of a tension fabric structure. *Proc. Int. Colloquium on Space Structures*, Beijing (1987).
- (10) B. Tabarrok and Z. Qin, Dynamic analysis of tension structures. *Comput. Struct.* 62, 467-474 (1997).
- (11) P. Contri and B. A. Schrefler, A geometrically nonlinear finite element analysis of wrinkled membrane surfaces by a no-compression material model. *Commum. appl. numer. Meth.* 4, 5-15 (1988).
- (12) M. Fujikake, O. Kojima and S. Fukushima, Analysis of fabric tension structures. *Comput. Struct.* 32, 537-547 (1989).

(접수일자 : 1998. 1. 18)