

<논 문>

길이 방향 내심 장력재가 있는 유체 충전된 두꺼운 원통셀의 축대칭 진동 해석

Axisymmetric Vibrations of a Fluid-filled Thick Infinite Cylindrical Shell with Embedded Internal Strength Members

함일배* · 신구균* · 정의봉**

Il-Bae Ham, Ku-Kyun Shin, Weui-Bong Jeong

(1997년 1월 10일 접수; 1997년 4월 15일 심사완료)

Key Words : Infinite Thick Shell Vibration(무한 원통셀 진동), Internal Strength Member Hose(내심형 호스), Fluid Filled Shell Vibration(유체 충전 셀 진동)

ABSTRACT

A method to analyze the axisymmetric vibration and the internal pressure of the fluid filled, strength member embedded infinite cylindrical shell under the condition of axial static tension load applied is presented. As an example, the hose wall vibration and the internal pressure variation characteristics of a fluid filled infinite polyurethane hose are analyzed and discussed, under the effects of the variation of the embedded strength members and the response positions.

1. 서 론

정적 인장력을 지탱하는 인장부재들을 두꺼운 원통형 호스 벽 속에 삽입(embedded)하고, 호스 내부에 유체가 충전된 원통셀의 진동 및 내부 변동압 특성은 이러한 원통형 셀이 포함되는 시스템의 성능에 큰 영향을 미치므로 중요한 설계 고려 항목 중의 하나이다.

내부에 유체가 충전된 상태에서의 호스 또는 관로의 진동을 해석하고자 하는 연구들은 여러 분야에 걸쳐 많이 이루어져 왔는데, 그들중 Thomson⁽¹⁾은 포아송 효과와 굽힘 및 축방향 종파 운동을 도입하여 축대칭 전달파의 위상 속도를 평가하였다. 그후, Lin과 Morgan⁽²⁾은 탄성 원통셀의 내부에 충전된 유체를 통한 축대칭 파의 전파를 연구하였으며, Kumar⁽³⁾는 임의의 두께를 갖는 셀에 탄성 방정식을 이용하여 유체가 충전된 셀들의 파 확산에 대하여

연구하였다. Fuller와 Fahy⁽⁴⁾는 유체가 충전된 얇은 탄성 원통셀의 확산 방정식에 대한 물리적 이해와 그 해답에 관심을 두었으며, 자유 전파 모드의 셀과 충전 유체 사이의 에너지 전달 비율을 계산 하였다. 또한, Fuller⁽⁵⁾는 얇은 셀 이론을 이용하여, 원주 방향으로 분포한 외부 가진에 의하여 유체가 충전된 무한 길이의 탄성 셀의 입력 모빌리티(mobility) 및 전달되는 파의 에너지에 대하여 해석하였다. 그리고 배⁽⁶⁾등은 내부 충전된 두꺼운 원통셀의 진동을 유한 요소법을 이용하여 해석하였다. 이들은 주로 셀의 두께가 상대적으로 얇거나 또는 두꺼운 경우에도 장력 부재가 없는 경우를 대상으로 하였으며, 호스의 재질이 상대적으로 유연하여 정적 인장력을 지탱하기 위한 장력 부재가 호스 벽 속에 묻힌 상태로 보강되는 경우의 진동 전달 특성에 대해서는 연구 결과가 알려지지 않고 있다.

본 연구에서는 두꺼운 호스벽의 효과 및 포아송 효과를 고려하기 위하여, 3차원 축대칭 탄성 방정식을 사용하고, 내부 충전 유체에 대해서는 미소 변형에 대한 벡터 및 스칼라 포텐셜을 이용하였으며, 내심형 보강재의 영향 및 예인 인장력의 영향을 고려

*정회원, 국방과학연구소(2-1-5)

**정회원, 부산대학교 공과대학 정밀기계공학과

하여, 무한 길이를 갖는 내심형 원통셀의 축대칭 진동 및 내부 음압을 계산하는 기법을 도출하였다. 또한, 이 결과를 이용하여 내심형 원통셀의 진동 전달 특성을 해석하였다.

2. 수학적 모델링

2.1 내심형 원통셀의 이상화 모델

Fig. 1은 길이 방향 내심형 원통셀의 단면을 보인다. 전체적 단면은 두꺼운 원통형 호스와 내심 장력재, 충전유체 그리고 코어로 구성되며, 내심 장력재는 호스의 벽 속 반경 위치 R_s 에서 길이 방향으로 삽입된다. 셀의 길이는 무한한 것으로 가정하였으며, 축대칭 해석을 위하여, 반경 위치 R_s 에서 두꺼운 원통 호스를 내층 및 외층의 2개 층으로 분리하고, 이들 층들과 내부 충전유체, 장력재들, 그리고 모듈 중심부 코어 사이의 연속 및 평형 조건들을 고려하여 전체 계를 모델링하였다.

2.2 원통셀 층들의 축대칭 진동

3차원 원통셀의 진동을 표시하는 방정식⁽⁷⁾들을 축대칭 진동의 경우에 대하여 정리하고 축방향 단면에 균일 분포하는 정적 인장력 T_0 를 고려하면 식 (1),

(2)를 얻는다. 좌표계 (x, r) 및 변위 성분 (u, w) 의 방향은 Fig. 2와 같으며 응력-변위 관계는 (3), (4)로 표시된다. 변위 및 응력 성분 $u_i, w_i, (\sigma_{rx})_i, (\sigma_{rr})_i$ 에서 아래 첨자 i 는 '1', '2'의 값들을 가지며, $u_1, w_1, (\sigma_{rx})_1, (\sigma_{rr})_1$ 들은 분리된 내층, 그리고 $u_2, w_2, (\sigma_{rx})_2, (\sigma_{rr})_2$ 들은 분리된 외층에 대한 것들임을 의미한다.

$$\nabla_a^2 u_i + (1 + \frac{\lambda}{G}) \frac{\partial e_i}{\partial x} = \frac{\rho}{G} \frac{\partial^2 u_i}{\partial t^2} \quad (1)$$

$$\nabla_a^2 w_i + (1 + \frac{\lambda}{G}) \frac{\partial e_i}{\partial r} - \frac{w_i}{r^2} + \frac{T_0}{G} \frac{\partial^2 w_i}{\partial x^2} = \frac{\rho}{G} \frac{\partial^2 w_i}{\partial t^2} \quad (2)$$

$$(\sigma_{rr})_i = 2G \frac{\partial w_i}{\partial r} + \lambda e_i \quad (3)$$

$$(\sigma_{xr})_i = G \left[\frac{\partial w_i}{\partial x} + \frac{\partial u_i}{\partial r} \right] \quad (4)$$

$$\text{단, } \nabla_a^2 = \frac{\partial^2}{\partial r^2} + \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} + \frac{\partial^2}{\partial x^2}, \quad e_i = \frac{\partial u_i}{\partial x} + \frac{\partial w_i}{\partial r} + \frac{w_i}{r}, \quad i=1,2$$

ν, ρ 는 각각 셀 재료의 포아송 비와 밀도이고, G 와 λ 는 Lamé상수들이다. 길이 방향 파수를 k 로 하면, 무한 원통셀의 축대칭 변위 성분 $u(x, r, t)_i, w(x, r, t)_i$ 는 식 (5), (6)과 같이 각각 스펙트럼 $U(k, r, \omega)_i, W(k, r, \omega)_i$ 의 이중 푸리에 역변환으로 표시할 수 있으며, 이들을 이용하면 식 (1), (2)에서 변위 스펙트럼 방정식 (7), (8)을 얻는다.

$$u_i = \frac{1}{2\pi} \iint_{-\infty}^{\infty} j U_i e^{j(kx - \omega t)} dk d\omega \quad (5)$$

$$w_i = \frac{1}{2\pi} \iint_{-\infty}^{\infty} W_i e^{j(kx - \omega t)} dk d\omega \quad (6)$$

$$\frac{d^2 U_i}{dr^2} + \frac{1}{r} \frac{dU_i}{dr} + \left\{ \frac{\rho \omega^2}{G} - (2 + \frac{\lambda}{G}) k^2 \right\} U_i + k \left(1 + \frac{\lambda}{G} \right) \left(\frac{dW_i}{dr} + \frac{W_i}{r} \right) = 0 \quad (7)$$

$$\frac{d^2 W_i}{dr^2} + \frac{1}{r} \frac{dW_i}{dr} + \left[\frac{\rho \omega^2 + k^2 (G + T_0)}{(2G + \lambda)} - \frac{1}{r^2} \right] W_i - \frac{k(G + \lambda)}{(2G + \lambda)} \frac{dU_i}{dr} = 0 \quad (8)$$

식 (7), (8)은 식 (9), (10)과 같이 Hankel 함수들로 표시되는 해를 가지며, 응력 성분 역시 식 (11), (12)와 같이 역후리에 변환으로 표시 가능하므로 식 (9), (10) 및 식 (3), (4)의 관계를 이용하여 응력 성분의 파수 스펙트럼 $(\sigma_{rx})_i, (\sigma_{rr})_i$ 의 계산도 가능하다. 여기서 $A_{1i} \sim A_{4i}$ 들은 결정되어야 할 복소수 상수들이다

$$U_i = \left[\frac{(q_1^2 - p_2)}{p_4} \{ H_0^{(1)}(g_1 r) A_{1i} + H_0^{(2)}(g_1 r) A_{2i} \} \right]$$

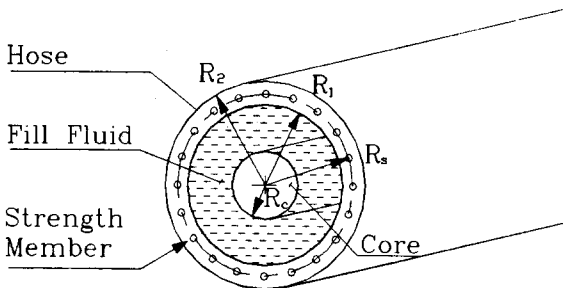


Fig. 1 Fluid-filled module with embedded strength members

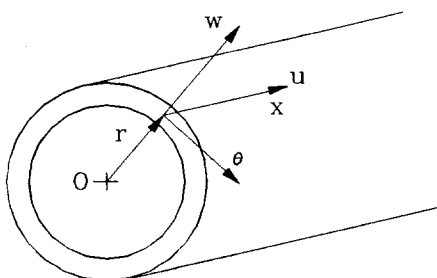


Fig. 2 Coordinates used in the analysis

$$+ \frac{(q_2^2 - p_2)}{p_4} \{H_0^{(1)}(g_2 r) A_{3i} + H_0^{(2)}(g_2 r) A_{4i}\} \quad (9)$$

$$W_i = g_1 H_1^{(1)}(g_1 r) A_{1i} + g_1 H_1^{(2)}(g_1 r) A_{2i} + g_2 H_1^{(1)}(g_2 r) A_{3i} + g_2 H_1^{(2)}(g_2 r) A_{4i} \quad (10)$$

$$\text{단, } g_{1,2}^2 = \frac{1}{2} [(p_1 + p_2 + p_3 p_4) \mp \{(p_1 + p_2 + p_3 p_4)^2 - 4 p_1 p_2\}^{1/2}]$$

$$p_1 = \{\rho \omega^2 - (2G + \lambda) k^2\} G, \\ p_2 = \{\rho \omega^2 - (G + T_0) k^2\} / (2G + \lambda) \\ p_3 = (G + \lambda) k / G, \\ p_4 = (G + \lambda) k / (2G + \lambda)$$

$$(\sigma_{rx})_i = \frac{1}{2\pi} \iint_{-\infty}^{\infty} j(\overline{\sigma_{rx}})_i e^{j(kx - \omega t)} dk d\omega \quad (11)$$

$$(\sigma_{rr})_i = \frac{1}{2\pi} \iint_{-\infty}^{\infty} (\overline{\sigma_{rr}})_i e^{j(kx - \omega t)} dk d\omega \quad (12)$$

2.3 길이 방향 인장력 부재 모델

반경 방향 위치 R_s 에서 호스 벽 속에 축 방향으로 묻히는 각각의 인장력 부재에, 셀 층들과의 접촉에 의한 분포력 q_r, q_x 가 각각 r 및 x 방향으로 가해지는 것으로 간주할 경우, x 방향에 대한 방정식은 식 (13), r 방향에 대한 식은 식 (14)로 표시된다.

$$E_s A_s \frac{\partial^2 u_s}{\partial x^2} + q_x = \rho_s A_s \frac{\partial^2 u_s}{\partial t^2} \quad (13)$$

$$E_s I_s \frac{\partial^4 w_s}{\partial x^4} + \rho_s A_s \frac{\partial^2 w_s}{\partial t^2} - T_s \frac{\partial^2 w_s}{\partial x^2} - q_r = 0 \quad (14)$$

변위 w_s 와 u_s 는 각각 내심재의 반경 방향 변위 및 축 방향 변위이며, T_s 는 인장력 부재에 가해지는 정적 인장력, ρ_s, A_s 는 인장 부재의 질량밀도와 단면적, E_s 는 인장 부재의 탄성계수, I_s 는 인장 부재의 단면 2차 모멘트이다. 각각의 변위 및 하중 성분들은 앞서의 경우와 마찬가지로 식 (15) ~ (18)과 같이 푸리에 역변환으로 표시할 수 있으며, 이들을 이용하여 식 (13), (14)로부터 식 (19), (20)을 얻는다.

$$u_s(x, t) = \frac{1}{2\pi} \iint_{-\infty}^{\infty} j U_s(k, \omega) e^{j(kx - \omega t)} dk d\omega \quad (15)$$

$$w_s(x, t) = \frac{1}{2\pi} \iint_{-\infty}^{\infty} W_s(k, \omega) e^{j(kx - \omega t)} dk d\omega \quad (16)$$

$$q_x(x, t) = \frac{1}{2\pi} \iint_{-\infty}^{\infty} j Q_x(k, \omega) e^{j(kx - \omega t)} dk d\omega \quad (17)$$

$$q_r(x, t) = \frac{1}{2\pi} \iint_{-\infty}^{\infty} Q_r(k, \omega) e^{j(kx - \omega t)} dk d\omega \quad (18)$$

$$(\rho_s A_s \omega^2 - E_s A_s k^2) U_s + Q_x = 0 \quad (19)$$

$$(\rho_s A_s \omega^2 - T_s k^2 - E_s I_s k^4) W_s + Q_r = 0 \quad (20)$$

2.4 내부 충전 유체 방정식

원통셀의 내부에 충전된 점성유체의 미소 변형 운

동은 식 (21) ~ (23)에 의하여 표시되며, 응력-속도 관계는 식 (24), (25)와 같이 표시된다⁽⁸⁾.

$$\frac{\partial \rho_f}{\partial t} + \rho_{f0} (\nabla \cdot \vec{V}_f) = 0 \quad (21)$$

$$\frac{\partial \vec{V}_f}{\partial t} = \frac{1}{\rho_{f0}} \nabla p + \left(\frac{4}{3} v_f + v_f' \right) \nabla (\nabla \cdot \vec{V}_f) - v_f \nabla \times \nabla \times \vec{V}_f \quad (22)$$

$$\frac{\partial p}{\partial \rho_{f0}} = C_0^2 \quad (23)$$

$$\tau_{rr} = -p + 2\mu_f \frac{\partial v_r}{\partial r} \quad (24)$$

$$\tau_{xr} = \mu_f \left(\frac{\partial v_r}{\partial x} + \frac{\partial v_x}{\partial r} \right) \quad (25)$$

이때, ρ_{f0}, ρ_0 는 각각 평균 및 순간 유체 밀도이고, v_f, v_f' 은 각각 유체의 동점성 및 2차(secondary) 점성 계수이며, C_0 는 유체 음속, p' 는 유체 압력, p 는 미소 변동 압력, 그리고 \vec{V}_f 는 유체 속도 벡터이다. 축대칭 무한 길이의 경우에 대하여 이 식들을 만족하는 속도 성분 및 압력은 식 (26) ~ (28)과 같이 푸리에 역변환으로 표시 가능하며

$$v_x = \frac{1}{2\pi} \iint_{-\infty}^{\infty} j \bar{V}_x(k, r, \omega) e^{j(kx - \omega t)} dk d\omega \quad (26)$$

$$v_r = \frac{1}{2\pi} \iint_{-\infty}^{\infty} \bar{V}_r(k, r, \omega) e^{j(kx - \omega t)} dk d\omega \quad (27)$$

$$p = \frac{1}{2\pi} \iint_{-\infty}^{\infty} \bar{P}(k, r, \omega) e^{j(kx - \omega t)} dk d\omega \quad (28)$$

이들과 (21) ~ (23) 식을 이용하여 속도 성분 및 압력 스펙트럼의 일반해를 구하면 식 (29) ~ (31)과 같이 된다.

$$\bar{V}_x = j\omega [k_a \{H_0^{(1)}(k_a r) B_1 + H_0^{(2)}(k_a r) B_2\} + k \{H_0^{(1)}(k_b r) B_3 + H_0^{(2)}(k_b r) B_4\}] \quad (29)$$

$$\bar{V}_r = j\omega [k \{H_1^{(1)}(k_a r) B_1 + H_1^{(2)}(k_a r) B_2\} - k_b \{H_1^{(1)}(k_b r) B_3 + H_1^{(2)}(k_b r) B_4\}] \quad (30)$$

$$\bar{P} = k_p^2 \{H_0^{(1)}(k_b r) B_3 + H_0^{(2)}(k_b r) B_4\} \quad (31)$$

$$\text{단, } k_p^2 = -\rho_f \omega^2 - j\rho_f \omega \left(\frac{4}{3} v_f + v_f' \right) (k^2 + k_b^2),$$

$$k_a^2 = -k^2 + j \frac{\omega}{v_f}$$

$$k_b^2 = -k^2 + \frac{\omega^2 / C_0^2}{(1 - j\omega / \omega_0)},$$

$$\omega_0 = \frac{C_0^2}{4(v_f + v_f')/3}$$

식 (24), (25)와 유체 속도 및 압력 스펙트럼에 대한 식들을 이용하여, 응력 성분들에 대한 일반식도 유도 가능하다.

2.5 외부 가진력

셀 표면의 길이 방향 x_0 위치에서 r, x 각각의 방향에 대하여 원주 둘레에 f_r, f_x 의 축대칭 힘들이 분포할 경우, 공간 푸리에 변환 및 역변환을 이용하여 식 (32), (33)으로 외부 가진력을 표시할 수 있다.

$$f_x = \frac{1}{2\pi} \iint_{-\infty}^{\infty} jF_x e^{-jkx_0} e^{j(kx-\omega t)} dk d\omega \quad (32)$$

$$f_r = \frac{1}{2\pi} \iint_{-\infty}^{\infty} F_r e^{-jkx_0} e^{j(kx-\omega t)} dk d\omega \quad (33)$$

2.6 경계조건의 적용 및 시스템 방정식의 구성

(1) 코어 표면 경계조건

모듈 내부의 코어 표면 ($r=R_c$)에서는 총진 유체의 속도가 0이 되어야 한다.

$$V_x(k, R_c, \omega) = 0 \quad (34)$$

$$V_r(k, R_c, \omega) = 0 \quad (35)$$

(2) 호스 벽 내면 결합 조건

호스 벽과 총진 유체가 접촉하는 호스 벽 내면에서는 셀 내층 내부표면 ($r=R_1$)의 진동 속도가 유체의 속도와 같아야 하며 응력 상태 역시 같아야 한다.

$$-j\omega U_1(k, R_1, \omega) = \overline{V}_x(k, R_1, \omega) \quad (36)$$

$$j\omega W_1(k, R_1, \omega) = \overline{V}_r(k, R_1, \omega) \quad (37)$$

$$(\overline{\sigma_{rr}})_1(k, R_1, \omega) = \overline{\tau_{rr}}(k, R_1, \omega) \quad (38)$$

$$(\overline{\sigma_{rx}})_1(k, R_1, \omega) = \overline{\tau_{rx}}(k, R_1, \omega) \quad (39)$$

(3) 호스 벽 내층 및 외층 접촉면 결합 조건

호스 벽 내층과 외층이 접하는 면 ($r=R_s$)에서는 m 개의 내심 인장 부재에 의하여 가해지는 내부 축대칭 하중과 내층 및 외층 셀의 접촉 면에서의 응력들이 평형을 이루어야 하며, 이 위치에서 각각의 내심 인장 부재들과 내층 및 외층 셀의 변위 성분들이 서로 같아야 한다. 이 조건들과 내심재 스펙트럼 식들로 부터 다음과 같은 결합 조건식 (40)~(43)을 얻을 수 있다.

$$m(E_s I_s k^4 + T_s k^2 - \rho_s A_s \omega^2) W_1(R_s) - 2\pi R_s d_s \{ (\overline{\sigma_{rr}})_1(R_s) - (\overline{\sigma_{rr}})_2(R_s) \} = 0 \quad (40)$$

$$m(E_s A_s k^2 - \rho_s A_s \omega^2) U_1(R_s) - 2\pi R_s d_s \{ (\overline{\sigma_{rx}})_1(R_s) - (\overline{\sigma_{rx}})_2(R_s) \} = 0 \quad (41)$$

$$W_1(R_s) = W_2(R_s) \quad (42)$$

$$U_1(R_s) = U_2(R_s) \quad (43)$$

(4) 호스 외부 표면 경계 조건

호스 외부 표면 ($r=R_2$)에서는 식 (32), (33)으로 주어지는 외부 가진력과 모듈 외부의 유체 매질과의

상호작용에 의한 하중들이 모듈 외부 표면에서의 응력 성분들과 평형을 이루어야 한다. 외부 유체를 비점성 무한 매질로 간주할 경우, 외부 음압 p_w 는 식 (44)를 만족하여야 하며, 모듈 외부 표면과의 경계에서는 식 (45)를 만족하여야 한다.

$$\nabla^2 p_w + (\omega/C_w)^2 p_w = 0 \quad (44)$$

$$\left. \frac{\partial p_w}{\partial r} \right|_{r=R_2} = j\omega \rho_w \left. \frac{\partial w_2}{\partial t} \right|_{r=R_2} \quad (45)$$

음압 p_w 를 식 (46)과 같이 역 푸리에 변환식으로 표시하고, 식 (44) 및 (45)에 대입, 정리하여, 외부로 전파되는 파만 존재한다는 가정하에, 모듈 외부 표면에서의 외부 유체의 압력을 식 (47)과 같이 구할 수 있으며, 이를 이용한 모듈 외부 표면에서의 경계 조건식이 (48), (49)와 같이 구성된다.

$$p_w = \frac{1}{2\pi} \iint_{-\infty}^{\infty} P_w e^{j(kx-\omega t)} dk d\omega \quad (46)$$

$$P_w(R_2) = -\frac{\omega^2 \rho_w H_0^{(1)}(k_w R_2)}{k_w H_1^{(1)}(k_w R_2)} \cdot W_2(R_2) \quad (47)$$

$$\text{단, } k_w^2 = (\omega/C_w)^2 - k^2$$

$$(\overline{\sigma_{rx}})_2(R_2) = F_x \exp(-jkx_0) \quad (48)$$

$$(\overline{\sigma_{rr}})_2(R_2) = F_r \exp(-jkx_0) - P_w(R_2) \quad (49)$$

(5) 셀 진동 및 내부 음압 해석

구해진 경계 및 결합 조건식 (34)~(43)과 식 (48), (49)를 이용하면, 계수 $A_{1i}, A_{2i}, A_{3i}, A_{4i}, B_1, B_2, B_3, B_4$ 를 계산할 수 있는 선형 방정식을 구성할 수 있게된다.

$$[L]\{C\} = \{Z\} \quad (50)$$

단, $[L] : 12 \times 12$ 복소수 행렬,

$$\{C\}^T = [A_{11}, A_{21}, A_{31}, A_{41}, A_{12}, A_{22}, A_{32}, A_{42}, B_1, B_2, B_3, B_4]$$

식 (50)에서 계산되는 계수들은 일반적으로 복소수이며, 이들과 셀 일반해 (9), (10)으로부터 진동수 ω , 파수 k 에서의 진동 응답을 계산하고, 이 결과들을 공간 푸리에 역변환하여 진동수 ω , 축방향 위치 x 에서의 진동 응답을 계산한다. 모듈 내부 음압은 식 (28)과 (31)을 이용하여 계산한다.

3. 수치 결과 및 고찰

내부 총진된 무한 원통형 셀의 $x=0$ 의 위치에서, 셀의 외부 원주 상에 1 N/m의 축 방향 균일 분포 가진력이 작용할 때, $x=0, 1\text{m}$, 및 10m 각각에서의 축 방향 변위와 내부 미소 변동 압력의 진동수

영역 응답들을, 정적 인장력이 없는 경우와 100 N의 정적 인장력이 작용하는 경우에 대하여 계산하였다. Fig. 3에 가진 위치와 응답 위치가 표시되어 있는데, 호스의 축 방향 진동은 호스 내부 표면상의 위치 A, B, C에서 각각 계산된 값이며, 모듈 내부 미소 변동압은 코어 표면 D, E, F 위치에서 각각 계산된 결과이다. 호스 재료로서는 폴리우레탄을 사용하였으며, 계산에 사용된 수치 자료들은 Table 1과 같다. Fig. 4는 가진 위치 즉, $x=0$ 에서의 호스 내부 표면상의 축 방향 변위이고, Fig. 5는 $x=1$ m, Fig. 6은 $x=10$ m에서의 축 방향 변위이다. 각각의 경우에 내심재가 없는 경우와 내심재 30 가닥의 경우에 대하여 계산하였다. 그림들에서 점선으로 도시

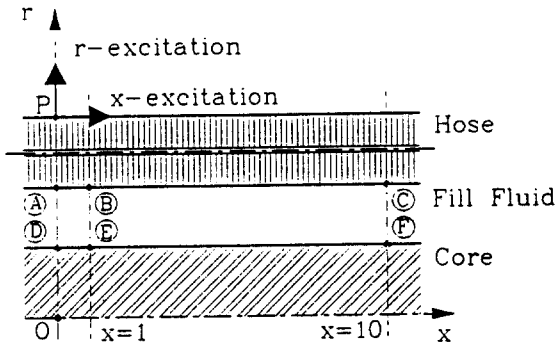


Fig. 3 The excitation position and the response positions (P: excitation, A: the position on the hose inner surface at $x=0$, B: the position on the hose inner surface at $x=1$ m, C: the position on the hose inner surface at $x=10$ m, D: the position on the core surface at $x=0$, E: the position on the core surface at $x=1$ m, F: the position on the core surface at $x=10$ m surface)

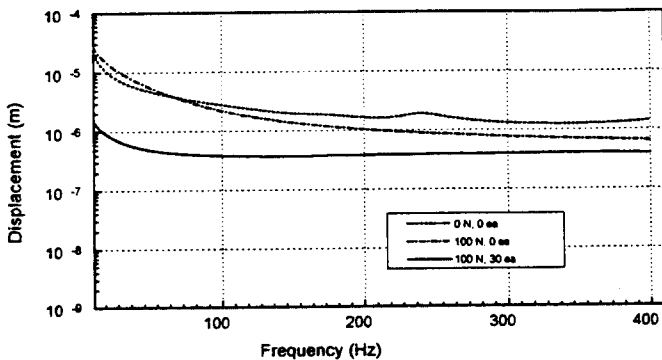


Fig. 4 Axial vibrational displacement at the position $x=0$ m under the axial excitation force (with and without 100 N static tension, 30 strength members)

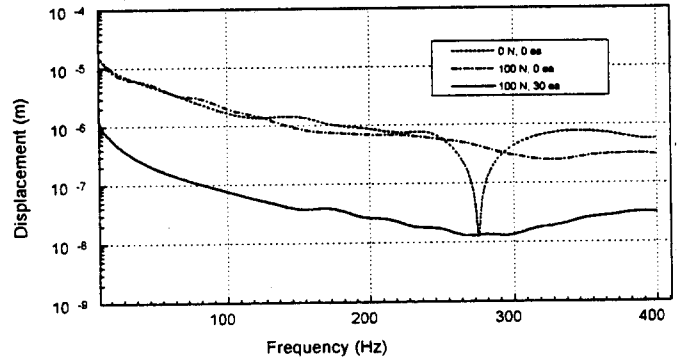


Fig. 5 Axial vibrational displacement at the position $x=1$ m under the axial excitation force (with and without 100 N static tension, 30 strength members)

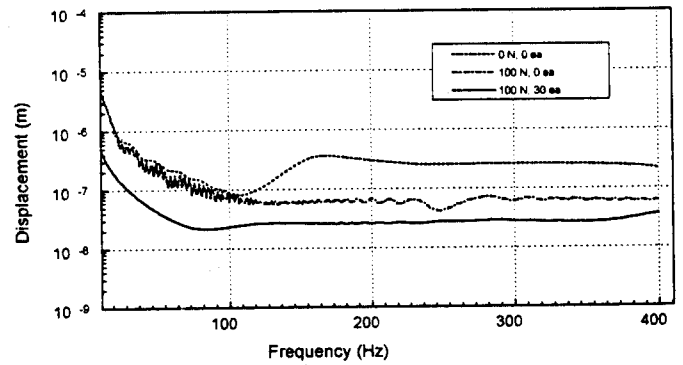


Fig. 6 Axial vibrational displacement at the position $x=10$ m under the axial excitation force (with and without 100 N static tension, 30 strength members)

Table 1 Input data for numerical calculation.

Hose outer diameter	10 cm
Hose inner diameter	8 cm
Hose wall thickness	1 cm
Core diameter	2 cm
Young's modulus of PU	2.0 E6N/m ²
Loss factor of PU	0.1
Young's modulus for strength member	2.0 E7N/m ²
Strength member diameter	0.5 mm
Mass density of PU	1080 kg/m ³
Mass density of strength member	790 kg/m ³
Mass density of fluid	950 kg/m ³
Sound speed in fluid	1432 m/sec

된 것은 정적 인장력이 0이며 내심재가 없는 경우, 그리고 1점 쇄선으로 도시된 것은 정적 인장력이 100 N이고 내심재가 없는 경우, 실선으로 표시된 것은 정적 인장력이 100 N이고 내심재 30 가닥이 있는 경우의 계산 결과를 의미한다. 축 방향 가진에 의하여 코어 표면상에 유기되는 내부 미소 변동압 계산 결과는 Fig. 7, Fig. 8 및 Fig. 9에 수록하였다.

또한 $x=0$ 위치의 셀의 외부 표면 원주 상에 1 N/m의 반경 방향 분포 가진력만이 작용할 경우의 모듈 내부 미소 변동압에 대하여도 계산하였다. Fig. 10은 $x=0$ 에서의 계산 결과이고, Fig. 11은 $x=1m$, Fig. 12는 $x=10m$ 에서의 계산 결과이다.

Fig. 4, Fig. 5 및 Fig. 6에서 보면, 축 방향 가진 시의 축 방향 응답은 내심 장력재가 있는 경우가 내심재가 없는 경우보다 전반적으로 현저히 낮으나, 가진점에서부터의 떨어진 위치에 따라 그 차이가 변

화하는 경향을 보인다. 가진점 위치에서의 응답은 전체 진동수 영역에서 비교적 균일하며, 1m 떨어진

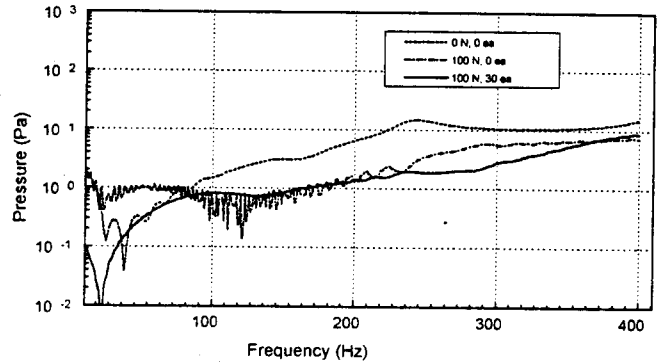


Fig. 9 Pressure on the core surface at the position $x = 10 m$ under the axial excitation force (with and without 100 N static tension, 30 strength members)

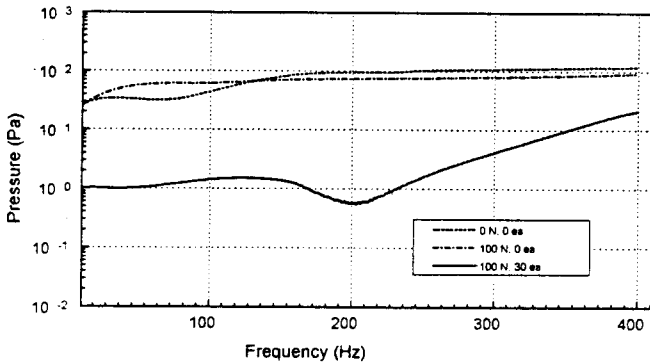


Fig. 7 Pressure on the core surface at the position $x = 0m$ under the axial excitation force (with and without 100 N static tension, 30 strength members)

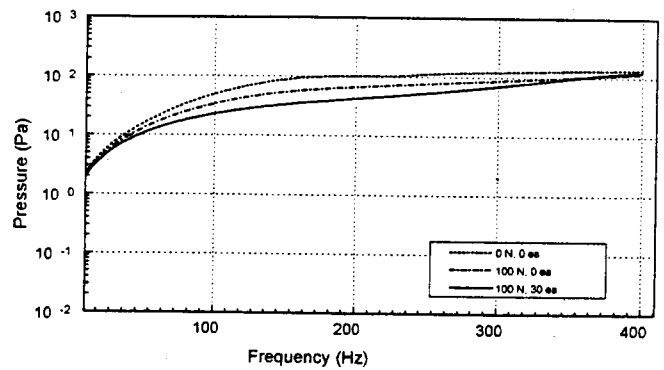


Fig. 10 Pressure on the core surface at the position $x = 0m$ under the radial excitation force (with and without 100 N static tension, 30 strength members)

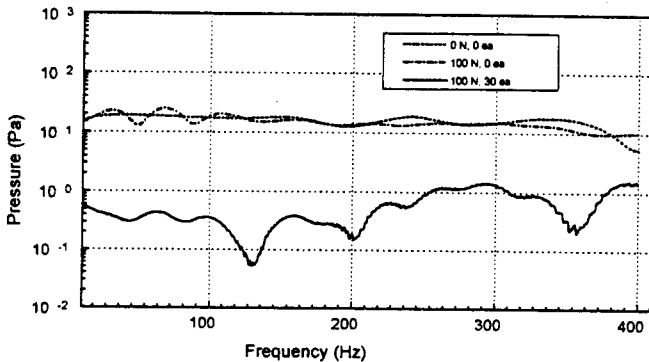


Fig. 8 Pressure on the core surface at the position $x = 1m$ under the axial excitation force (with and without 100 N static tension, 30 strength members)

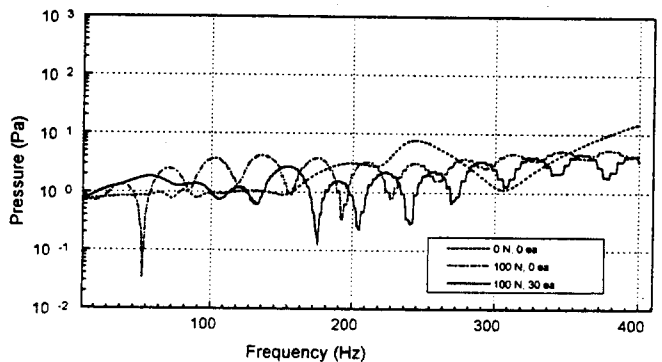


Fig. 11 Pressure on the core surface at the position $x = 1m$ under the radial excitation force (with and without 100 N static tension, 30 strength members)

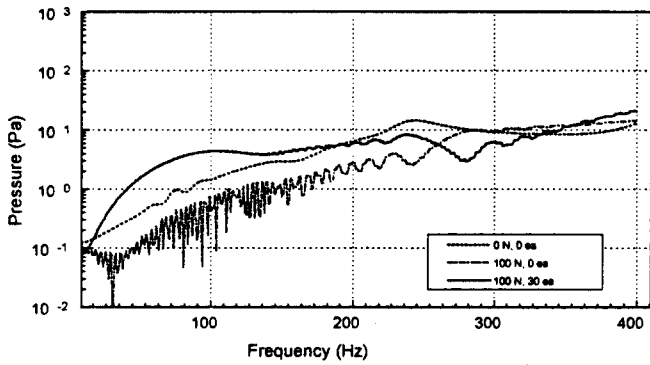


Fig. 12 Pressure on the core surface at the position $x = 10\text{m}$ under the radial excitation force (with and without 100 N static tension, 30 strength members)

위치에서의 응답은 가진점 위치에서의 응답에 비하여 진동수 증가에 따른 감소율이 대폭 증가하여 200 Hz를 기준으로 할 경우 내심재 유무에 따른 응답 감소량이 10배 이상 증가함을 알 수 있다. 따라서, 관심의 대상이 되는 전반적인 진동수 영역에서 내심재 사용에 따른 진동 차단 효과를 기대할 수 있을 것으로 보인다. 10 m 떨어진 위치에서의 응답과 1 m 떨어진 위치에서의 응답을 비교할 경우, 내심재를 사용한 경우의 응답의 크기는 큰 차이가 없으나, 내심재를 사용하지 않을 경우의 10 m에서의 응답이 1 m에서의 응답에 비하여 대폭 감소하여 결과적으로는 내심재의 효과가 상대적으로 미소함을 알 수 있다. 이는 가진점에서의 거리가 멀어짐에 따라 호스 재료의 재료 감쇠의 영향이 상대적으로 크게 나타남에 따른 것으로 보인다. 즉, 가진점에서의 거리가 멀어지는 경우에는 내심재의 사용에 의한 진동 차단 효과가 상대적으로 감소하며, 따라서 내심재의 사용에 의한 진동 전달 감소 효과는 가진점으로부터 상대적으로 짧은 거리내에서 더욱 유용하게 사용될 수 있을 것으로 판단된다. Fig. 7, Fig. 8, 그리고 Fig. 9의 축방향 가진에 의한 내부 음압 해석 결과도 유사한 경향이 나타나고 있다. 즉, 가진점 및 가진점으로부터 1 m 떨어진 위치에서의 내부 음압은 내심재를 사용한 경우와 사용하지 않은 경우의 차이가 20배 가까이 되나 10 m 떨어진 위치에서의 음압은 진동수 영역에 따라 국부적 변화는 있으나 전반적으로 그 차이가 작음을 알 수 있다. 이상에서 보면, 내심재를 사용함으로써 축방향 가진시 발생하는 진동 전달을 차단하고 내부 음압을 감소 시키는 효과를 충분히 기대할 수 있을 것으로 판단된다.

Fig. 10, Fig. 11 및 Fig. 12의 반경 방향 가진에 대한 내부 미소 변동 압력 특성들을 보면 전반적으로 내심재 사용에 의한 내부 음압 감소 효과는 뚜렷하지 않은 것으로 보인다. 가진 위치로부터의 거리가 증가할수록 내심 장력재의 효과 보다는 가진 위치에서 부터의 거리 증가에 따른 감쇠 영향이 보다 강한 것으로 보이며, 가진점으로부터 1 m 떨어진 위치에서의 내부 음압은 진동수 영역에 따라 균일하지 않은 분포를 보인다. 즉, 일부 진동수 영역에서는 내심재를 사용하는 경우의 응답이 오히려 큰 현상이 발생하며, 10 m 떨어진 경우에는 상대적으로 상당히 넓은 진동수 영역에서 내심재의 사용이 내부 압력을 증가시키는 현상이 발생함을 알 수 있다.

이상에서 보면, 축방향으로 가진되는 경우에는 진동 및 내부 음압 전달 감소 측면에서 내심재의 사용이 바람직하며, 반경 방향으로 가진되는 경우에는 관심의 대상이 되는 진동수 영역에 따라 내심재를 사용하는 것이 오히려 불리할 수도 있음을 알 수 있다. 실제의 경우, 축방향 가진과 반경 방향 가진이 복합되어 있는 경우가 보통이며, 설계의 대상이 되는 주된 가진 특성 및 관심 진동수 영역에 따라 적절하게 설계되어야 할 것이다.

4. 결 론

본 연구에서는 내심형 장력재가 호스 벽속에 묻혀 있는 유체 충전된 내심형 원통 셀의 축대칭 진동 및 내부 음압을 호스, 장력부재 그리고 내부 충전유체들의 상호 작용을 고려하여 해석할 수 있는 유용한 기법을 제시하였다. 제시된 기법을 이용하여 폴리우레탄 호스가 사용될 경우의 내심형 원통 셀의 진동 및 내부 음압 특성 변화를 고찰한 결과, 진동수 범위 및 가진력의 성질, 그리고 응답 위치에 따라 내심재의 효과 및 응답 특성들이 변화함을 파악하였으며, 설계시 이들에 대한 검토가 선행되어 관심의 대상이 되는 진동수 구역에서 최적의 특성을 갖도록 하여야 함을 확인하였다.

참고 문헌

- (1) W. T. Thomson, 1953, "Transmission of Pressure Waves in Liquid Filled Tubes.", Proceeding of the First U. S. National Congress on Applied Mechanics, Chicago, pp. 922~933.
- (2) T. C. Lin and G. W. Morgan, 1956, "Wave

- Propagation through Fluid Contained in a Cylindrical, Elastic Shell.", *Journal of the Acoustical Society of America*, Vol. 28, pp. 1165~1176.
- (3) R. Kumar, 1972, "Dispersion of Axially Symmetric Waves in Empty and Fluid-Filled Cylindrical Shells.", *Acustica* Vol. 27, pp. 317~329.
- (4) C. R. Fuller and F. J. Fahy, 1982, "Characteristics of Wave Propagation and Energy Distributions in Cylindrical Elastic Shells Filled with Fluid.", *Journal of Sound and Vibration*, Vol. 81, pp. 501~518.
- (5) C. R. Fuller, 1983, "The Input Mobility of an Infinite Circular Cylindrical Elastic Shell Filled with Fluid.", *Journal of Sound and Vibration*, Vol. 87(3), pp. 409~427.
- (6) 배수룡, 신구균, 함일배, 이현곤, 1994, "구조물-유체 상호작용을 고려한 두꺼운 원통형 셸의 유한요소 진동 해석.", *한국소음진동공학회 '94 추계학술대회논문집*, pp. 295~299.
- (7) Arthur Leissa, 1993, *Vibration of shells.*, Acoustic Society of America.
- (8) T. T. Yeh and S. S. Chen, 1977, "Dynamics of a Cylindrical Shell System Coupled by Viscous Fluid.", *Journal of the Acoustical Society of America*, Vol. 62 No. 2, pp. 262~270.