한국소음진동공학회 2010년 추계학술대회논문집, pp.320~321

Steel-belted 타이어의 자유진동 특성 연구

The study of free vibration characteristics about steel-belted tire

김연기† · 이승규* · 이상주* · 송오섭**

Yeon-ki Kim, Seung-kyu Lee, Sang-ju Lee, Oh-seob, Song

1. 서 론

최근 들어 차량이 고급화되고, 고속화됨에 따라 차량의 진동을 감소시켜서 승차감을 향상 시키는 문제가 중요시 되고 있다. 차량의 승차감에서 타이어의 불균일성, 노면의 요철, 엔진 등이 가장 중요한 가진원으로 고려되고 있으며 타이어와 관련된 진동은 노면으로부터 가진되어 타이어를 통하여 자동차에 전달되는 경우와 타이어 자체가 가진원이 되는 경우로 나뉜다. 이에 따라 차량의 승차감 향상을 위해서는 타이어의 자체 가진원을 최소화 시키거나, 차량의 진동 특성과 회피 시켜야 한다.

당 연구에서는 진동 특성의 회피를 위하여 타이어의 벨트 부를 고무-코드 복합재료로 이루어진 원형 Shell 로 모델링을 실시하고 복합재료 특성을 반영하여 타이어의 고유 진동수를 예측하였다. 추가로, 모달 시험을 통하여 예측된 고유 진동수를 확인함으로써 고무-코드 복합재료의 특성이 고려된 원통 Shell 모델의 자유 진동 특성에 대한 해석적인 연구 결과를 제시하였다.

2. 본 론

2.1 절 타이어의 원통 Shell 모델

타이어의 자유 진동 특성 연구를 위하여 고무-코드 복합재료의 벨트 부를 Fig.1 과 같이 원통 Shell 로 모델링 하였으며 x,θ,z 좌표 계를 이용하였다.

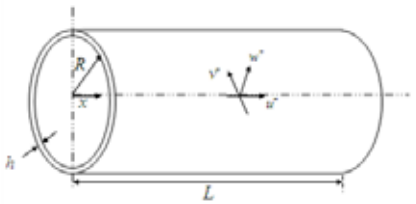

Fig. 1 Cylindrical shell model and coordinates

(1) 구성 방정식

타이어의 고유 진동수를 추출하기 위하여 구성 방정식이 필요하였으며 " 두께 방향에 대한 변형 및 전단 변형은 없다 ($\varepsilon_{xz},\varepsilon_{zz},\varepsilon_{\theta z}=0$)"의 기본 가정하에 복합 재료의 변형-응력 관계를 도출하였다.

$$\begin{bmatrix} N_x \\ N_\theta \\ N_{x\theta} \\ M_x \\ M_\theta \\ M_{x\theta} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} A_{11} & A_{12} & A_{16} & B_{11} & B_{12} & B_{16} \\ A_{21} & A_{22} & A_{26} & B_{21} & B_{22} & B_{26} \\ A_{16} & A_{26} & A_{66} & B_{16} & B_{26} & B_{66} \\ B_{11} & B_{12} & B_{16} & D_{11} & D_{12} & D_{16} \\ B_{21} & B_{22} & B_{26} & D_{21} & D_{22} & D_{26} \\ B_{16} & B_{26} & B_{66} & D_{16} & D_{26} & D_{66} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \varepsilon_x^0 \\ \varepsilon_\theta^0 \\ \gamma_{x\theta}^0 \\ K_x \\ K_\theta \\ K_{x\theta} \end{bmatrix} \quad \text{(식.1)}$$

또한, 복합재료의 변형-응력 평형 방정식은 (식.2)~(식.6)과 같으며 Fig. 2 와 같은 좌표를 이용하였다.

$$\frac{\partial N_x}{\partial x}+\frac{1}{R}\frac{\partial N_{\theta x}}{\partial \theta}+q_x=0 \quad \text{(식.2)}$$

$$\frac{\partial N_{x\theta}}{\partial x}+\frac{1}{R}\frac{\partial N_\theta}{\partial \theta}+\frac{Q_\theta}{R}+q_\theta=0 \quad \text{(식.3)}$$

$$\frac{\partial Q_x}{\partial x}+\frac{1}{R}\frac{\partial Q_\theta}{\partial \theta}-\frac{N_\theta}{R}+p(x,\theta)=0 \quad \text{(식.4)}$$

$$\frac{\partial M_x}{\partial x}+\frac{1}{R}\frac{\partial M_{\theta x}}{\partial \theta}-(Q_x-m_x)=0 \quad \text{(식.5)}$$

$$\frac{\partial M_{x\theta}}{\partial x}+\frac{1}{R}\frac{\partial M_\theta}{\partial \theta}-(Q_\theta-m_\theta)=0 \quad \text{(식.6)}$$

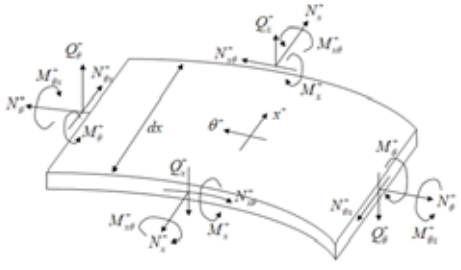

Fig. 2 Positive direction of integrated stress

(2) 벨트 부 복합 재료의 모델링

타이어의 벨트 부는 고무-코드의 복합 재료로 이루어져 있으며 보통 2 개 이상의 벨트가 $+\theta,-\theta$ 의 각도로 적층 되어 있는데 이를 " Anti-symmetric

† 교신저자; 한국타이어 중앙연구소 NVH 연구팀
E-mail : kdusrl@hankooktire.com
Tel : (042) 865-0198, Fax : (042) 934-1492
* 한국타이어 중앙연구소 NVH 연구팀
** 충남대학교 기계공학과

angle ply lamina" 라 한다. 이러한 구조의 특징은 $[B]=0,\quad A_{16}=A_{26}=D_{16}=D_{26}=0$ 의 관계를 갖는 것이다. 또한, 벨트의 EPI (1 인치당 코드의 수)를 고려하기 위하여 Fig. 3 및 (식. 7)과 EPI 를 고려하였다.

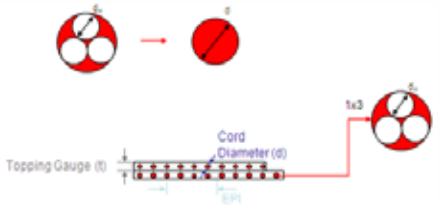

Fig. 3 Micromechanics modeling of belt region

$$d=\sqrt{3}\cdot dw,\quad v_s=\frac{\pi\cdot EPI\cdot d^2}{4\cdot Topping},\quad v_r=1-v_s \qquad (식.7)$$

(3) 고유값 문제

타이어의 고유 진동수를 계산하기 위하여 상기 식을 이용하여 정리하면 (식.8) ~ (식.10)의 관계를 얻을 수 있으며 고유값 문제를 풀기 위하여 (식.11)의 경계 조건을 이용하고, (식.12)~(식.14)의 변위함수를 이용하여 (식.15)의 고유값 문제를 풀었다.

$$(A_{11}\lambda^2+A_{66}n^2-\Delta)U-[(A_{12}+A_{16})\lambda n]V-(A_{12}\lambda)W=0 \qquad (식.8)$$

$$-[(A_{11}+A_{66})\lambda n]U+[(A_{66}+\frac{2D_{66}}{R^2})\lambda^2+(A_{22}+\frac{D_{22}}{R^2})n^2-\Delta]V$$

$$[\frac{\lambda^2 n}{R^2}(D_{12}+4D_{66})+D_{22}\frac{n^3}{R^2}+A_{22}n]W=0 \qquad (식.9)$$

$$-(A_{11}\lambda)U+[\frac{\lambda^2 n}{R^2}(D_{12}+4D_{66})+D_{22}\frac{n^3}{R^2}+A_{22}n]V$$

$$+[\frac{D_{11}\lambda^4+D_{22}n^2}{R^2}+2(\frac{D_{12}+4D_{66}}{R^2})n^2\lambda^2+A_{22}-\Delta]W=0 \qquad (식.10)$$

$$M_x=Q_x=N_x=N_{x\theta}=0,\quad x=0/L \qquad (식.11)$$

$$u_0=U\cos(m\pi x/L)\cos(n\theta)e^{i\omega_{mn}t} \qquad (식.12)$$

$$v_0=V\sin(m\pi x/L)\sin(n\theta)e^{i\omega_{mn}t} \qquad (식.13)$$

$$w_0=W\sin(m\pi x/L)\cos(n\theta)e^{i\omega_{mn}t} \qquad (식.14)$$

$$\begin{bmatrix} a_{11}-\Delta & a_{12} & a_{13} \\ a_{12} & a_{22}-\Delta & a_{23} \\ a_{13} & a_{23} & a_{33}-\Delta \end{bmatrix}\begin{bmatrix} U \\ V \\ W \end{bmatrix}=\begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ 0 \end{bmatrix} \qquad (식.15)$$

3. 검 증

타이의 벨트 부를 원형 Shell 및 복합재료로 모델링 하여 해석적인 고유 진동수를 도출하였으며 이에 대한 검증을 위하여 모달 시험을 진행하였다. 모달 시험 시 타이어의 경계조건은 Free-Fixed spindle 상태에서 공기압 2.1kgf/cm^2 을 적용하였으며 원주 방향으로 8 개. 횡 방향으로 2 개 위치 총 16 개 위치의 FRF 를 LMS Test.lab 장비를 이용하여 모달 분석하였고, 상세 시험 장비는 Fig. 4 와 같다.

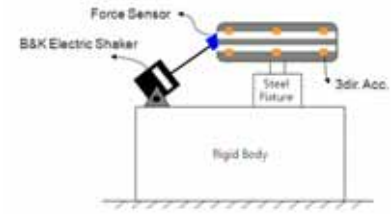

Fig. 4 Test set-up for tire modal testing and analysis

4. 결 론

타이어의 벨트 각도와 폭을 변경하여 300Hz 까지 해석 및 실험을 실시하여 Fig. 5 와 Fig. 6 의 결과를 얻었다.

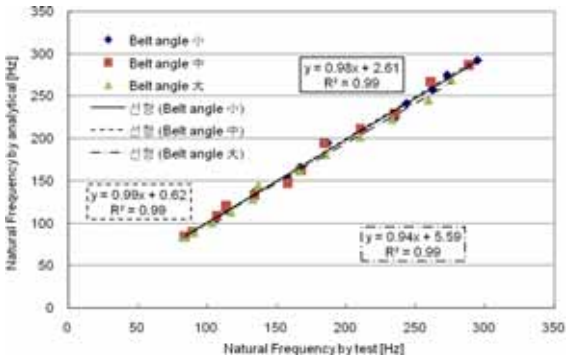

Fig. 5 Compare test with analytical by belt angle

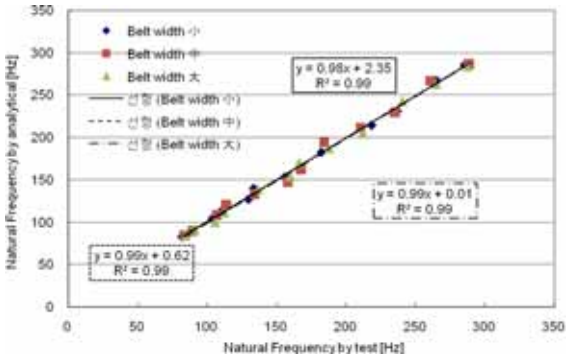

Fig. 6 Compare test with analytical by belt width

벨트 각도와 폭을 변경하여 해석 및 실험한 결과 R^2=0.9 이상으로 높은 상관성을 나타냈으나, 각 고유 진동수를 비교하였을 때는 정확하게 일치하지는 않았다. (오차율 5% 이내) 이러한 원인은 타이어를 원통 Shell 로 모델링 하여 사이드 부를 반영하지 못했기 때문이며 해석적 고유 진동수 추출 시 각 방향의 변위함수가 서로 독립적으로 가정되었기 때문이다.