

## 音響환경과 木材科學\*1

鄭雨陽\*2† · 姜 旭\*2

### Acoustical Environment and Wood Science\*1

Woo-Yang Chung\*2 · Wook Kang\*2

#### 1. 서 론

인간은 일생동안 자연환경 뿐 아니라 다양한 인공 환경에 접하면서 살고 있다. 五感 중에서 그 기능발휘 期限이 가장 길다는 聽覺을 통해 인간은 자신을 둘러 싸고 있는 환경의 상태 변화를 느끼기도 하고 일상생활에서의 의사소통을 통해 회노에락을 교감하기도 한다. 다시 말해 주위의 소음환경으로부터는 불쾌감 또는 위험을 감지하거나 工程의 異常 등 긴요한 정보를 얻을 수 있는 반면, 악기연주 등 아름다운 소리를 내는 音源(sound source)으로부터는 즐거움 내지 기쁨을 얻고 있다. 이렇듯 음향환경은 대체로 바람직하지 않은 騒音(noise)과 의도적으로 추구해야 할 樂音(designed sound)으로 구분되며, 이들은 각각 나름대로의 發音機構(sound generation mechanism)를 지니고 있기 때문에 인간은 원하지 않는 騒音을 제거하거나 보다 질 높은 樂音を 발생시키고자 노력을 기울이고 있다.

이렇듯 인간의 생활과 밀접한 관련을 지니고 있는 音響환경에 대한 과학적 접근은 주로 물리학자들의 이론적 해석 및 기전(起電)공학자들에 실험적 연구를

통해 의해 이루어져 왔다. 즉 물리적 이론에 의해 유체나 고체 내에서의 음파(sound wave)의 생성, 방사, 전달, 흡수 및 수신에 관련된 접근 및 해석을 하고 실제 악기, 기계 등 각종 音源들에 대한 모델링 및 시뮬레이션을 통해 그 發音메카니즘을 구명할 함으로써 발생될 소리의 質(sound quality)을 예측하거나 원하는 음질의 소리를 설계하여 재현하는 기술이 개발되어왔다(이병호 1994).

목재는 주택 등의 건축, 실내장식 및 가구 등 인간의 주거환경과 관련된 주요재료일 뿐 아니라 문화상품인 악기의 주재료이기도 하다. 따라서 건축음향학 및 악기음향학 분야에서 반드시 다뤄져야 할 소재이며 실제로 많은 물리학자들에 의해 연구된 바 있다. 그러나 목재의 조직, 성분, 점탄성, 동적특성 및 이방성 등에 대한 이해 부족 및 실제 음향제품설계시 소재의 동적특성에 대한 的確한 정보제공의 미흡 등으로 인해 물리학자들 또는 제품설계자들만의 노력만으로는 악기 등 많은 목제품의 설계 및 그 發音메카니즘의 구명에 한계가 있었던 것도 사실이다.

이에 本稿에서는 악기와 관련된 지금까지의 접근방식 및 최근의 관련분야의 연구동향을 종합적으로 고

\*1 접수 2003년 2월 20일, 채택 2003년 2월 20일

\*2 전남대학교 임산공학과 Dept. Forest Product Technology, Chonnam National University, Gwangju 500-757, Korea  
† 주저자(corresponding author) : 정우양(e-mail : wychung@chonnam.ac.kr)

찰하고 이들의 연구들만으로는 미흡했던 부분을 보완하기 위한 모색의 일환으로서 음향기능성 목제품 설계와 관련된 목재과학의 역할을 새롭게 조명함으로써 고품질의 음향기능성 목제품 생산을 위한 소재과학적 토대를 마련하고 그동안 지나치게 재료과학으로서의 역할에만 치중하였던 목재과학의 새로운 연구방향을 제시하고자 하였다.

즉, 악기 소리(音響)와 관련된 환경을 총괄적으로 이해·분류하고 영역별로 관련된 목재과학적 접근방식을 체계적으로 제시함으로써 인간을 둘러싼 음향환경을 개선하고 나아가 삶의 질을 향상시키기 위한 과학기술적 접근을 시도해 보고자 한다.

## 2. 음향학과 악기음

소리(sound)란 교란이 탄성매질을 통하여 전파하는 파동으로 귀로 감지할 수 있는 물리적인 현상을 뜻한다. 쉽게 말하면, 귀로 느낄 수 있는 공기의 진동이 바로 소리이다. 물체가 진동하면 그 진동이 주위의 공기에 전해지고 파동을 이루어 점차 주위로 퍼져 가는데, 이 파동을 음파(sound wave)라 한다. 이러한 소리의 생성, 전달 및 그 효과를 연구하는 과학이 음향학(Acoustics)이다. 음향학에서 다루는 소리는 귀로 들을 수 있는 소리(가청주파)뿐만 아니라, 들을 수 없는 저주파(infrasound)와 고주파(ultrasound)를 포함하여 물 속의 소리, 고체 내부의 소리 등에 대한 연구도 포함하고 있다. 그러나 악기 음향학은 가청주파수에 국한된다.

보통 인간이 낼 수 있는 소리는 85~1,100 Hz이지만 들을 수 있는 소리는 20~20,000 Hz이다. 따라서 낼 수 있는 소리보다 훨씬 더 넓은 주파수 대역을 들을 수 있음을 알 수 있다. 그리고 인간은 1000~5000 Hz의 소리에 대해서 가장 민감하다. 피아노는 30~4,100 Hz, 바이올린은 200~2,650 Hz이다.

따라서 인간이 어느 정도 공기가 진폭(D)이 발생되는 소리를 느낄 수 있는지에 대해 다음 식 (1)을 적용하여 계산할 수 있다(이병호, 1999).

$$D = \frac{v}{\omega} = \frac{v}{2\pi f} = \frac{p}{2\pi f \rho c} = 0.0039 \frac{p}{f} \quad (1)$$

여기서 공기 밀도( $\rho$ , 22°C)=0.00118 g/cm<sup>3</sup>.

$$\text{음속}(c) = 3.44 \times 10^4 \text{ cm/sec}$$

예를 들어 청각에 가장 민감한 주파수가 3,900 Hz이고 최소음압(p)을  $2 \times 10^{-4}$  dyne/cm<sup>2</sup>이라면 수소원자의 크기(1 Å)의 1/100로, 인간의 청각이 얼마나 소리에 예민한 기관인지를 알 수 있다.

소리는 Table 1과 같이 소리의 크기(loudness)가 음압 레벨에 의존하고 음고(pitch)가 주파수에 의해 주로 결정되듯이 음색(timbre)은 스펙트럼에 의해 설명된다. 주파수 스펙트럼이란 각 주파수대에서의 시간에 따른 에너지 분포 상태를 말한다. 그러나 소리의 스펙트럼 분석도 음색에 대한 모든 정보를 알려주지 못한다. 스펙트럼을 통해 소리의 대략적인 모습만을 추측할 수 있을 뿐이다.

또한 어택과 릴리즈가 음색을 결정짓는 데 있어 매우 중요한 역할을 한다. 그 외에도 박자(지속길이), 비브라토, 비트, 협화, 음량, 울동, 임장감 등 여러 요소가 악기의 소리에 복합적 영향을 미친다.

일반적으로 소리는 둘 이상의 순음이 섞여있는 복합음 형태인데, 악기는 사람의 목소리처럼 불규칙한 배음 구조를 갖는 자연 복합음(natural complex tone)을 지닌다(Fig. 4).

그런데, 자연 복합음은 배음의 구성과 그 각각의 에너지 분포가 일정하지 않지만 인간의 귀는 이와 같이 무질서해 보이는 소리에 더 익숙하며 그것에서 음고를 가려내고 크기를 지각하며 방향과 위치를 감지한다. 따라서 현재 비교적 규칙적인 복합음을 생성하는 신디사이저 등에 의한 악기소리와 실제 악기소리는 차이가 있는데, 그 차이를 감소시키기 위한 많은 연구가 실시되고 있다.

## 3. 관련분야 연구동향

### 3.1. 목재 재료

서양 바이올린 제작자들은 향판재로 가문비나무를

Table 1. The characteristics of musical sounds (Olson, 1967)

구분	심리학 적	물리학 적
음 고	○音階에 따른 주파수로부터 생기는 감각적 특성 (주관적 성질)	○주파수 : 단위시간당 주기의 數 (cycle/s, Hz)
세기	○음향에 의해 생기는 聽覺感의 크기 ○sone : 40 db상의 1000 Hz 순음	○음압 : 일정지점에서 특정방향으로 수직한 단면적 을 통해 특정방향으로 단위시간에 전달되는 음향 에너지(erg/s·cm <sup>2</sup> )
音色	○모든 음악의 가장 중요한 기본속성 ○高調波 구조에 의해 생기는 음의 특성 ○음의 스펙트럼 : 성분음의 개수, 분포, 상대강도, 부조화 성분음, 기본음, 전체강도	○음파는 기본주파수와 배음으로 구성 ○배음(고조파)의 구조는 성분의 개수, 강도, 분포 및 위 상관계로 표시 ○기본주파수와 배음의 시간에 따른 에너지 분포 상태의 변화
어택과 릴리즈	○음의 음고, 세기 및 음색에 영향 ○언어에서 모음은 대부분 어택과 릴리즈間이 김. ○Portamento : 어떤 주파수의 음으로부터 다른 주파 수의 음으로 변화	○어택 : 음이 최종강도 임의 크기까지 성장하는데 걸리는 시간, $p = p_0(1 - e^{-kt})$ ○릴리즈 : 기준강도의 임의 크기까지 음이 감소하는데 걸리는 시간, $p = p_0e^{-kt}$ ○피아노, 기타: attack은 짧고 release 길다 ○파이프오르간 : attack과 release 길다

사용하는데, 그 판단기준으로 목재의 외관을 보고 목리가 통직하고 조직이 치밀하며 밀도가 낮은 것을 선호하였다. 평균연륜폭은 악기마다 차이가 있는데, 바이올린과 비올라는 1 mm(0.8~2.5 mm), 첼로는 3 mm, 더블 베이스는 5 mm로 악기 크기가 클수록 연륜폭이 증가하는 경향이 있다. 추재율은 25%이고 춘추재 이행은 완만한 것을 선택하였다. 특히 hasel-fichte라는 거치상 연륜(indented ring)을 갖는 가문비나무 변종이 가공하기는 어려우나 음색이 풍부하고 아름다워 매우 선호된다고 한다(Bucur, 1995). 기타와 피아노 연륜폭은 각각 2.0 mm와 1.2~2.5 mm가 적당하다고 한다(Bucur, 1995; 岡野, 1991).

일본 가야금(koto)에 사용되는 오동나무의 良否에 대한 기준은 가문비나무와 마찬가지로 산지, 수령, 목취에 좌우된다고 한다(山田, 1987). 수령이 높은 樹幹의 표면에 가깝고 목리가 촘촘한 부분에서 목취된 목재가 좋다. 동일 산지에서도 산의 북쪽 경사면에서 보다 혹독한 기후조건에서 가능한 느리게 성장한 것이 좋고, 또한 동일한 수관에서 목취하여도 북쪽 면에 연한 곳에서 목취한 것이 가장 우수한 평가를 얻을 수 있다. 정목재(quarter sawn lumber)는 수령 60년 이

상이 요구되고 음색은 '수수하고', '질'이 좋으며 판목재(flat sawn lumber)는 수령 30년 이상이 필요하다. 외관상 목리가 촘촘한 것이 바람직하고, 그 중에서도 도관의 분포밀도가 춘재와 추재의 경계에서 점차적으로 변화되는 것이 좋다. 또한 대패로 깎은 면에 광택이 있고 손이 잘 미끌어지는 목재는 '찰기'가 있어 좋다. 목리가 촘촘하고 무거운 목재가 좋지만 극단의 경우는 재질이 단단하면 가야금의 음색도 단단하다고 한다.

이상과 같이 악기용 향판재는 동서양 모두 특정 수종, 산지, 외관적 성질 등으로 선정됨을 알 수 있다. 따라서 간접적으로 향판재는 목재 세포와 화학성분의 조성 및 분포에 의해 양부가 결정되는데, 이에 대한 연구는 매우 찾아보기 어렵다.

그러나 최근 위도에 따른 목재의 일부 성질에 대한 연구가 실시된바 있어, 산지에 따른 목재성질의 차이를 간접적으로 알 수 있다. lodgepole pine의 경우 위도가 높을수록 평형함수율이 감소하는데, 그 이유는 헤미셀룰로오스가 감소하고 추출물이 증가하여 흡습성이 감소되기 때문이라고 한다(Wiedenbeck 등, 1990). Kim 등(1988)은 위도, 고도 및 원목직경에 따

른 화학적 조성의 변화를 조사하였는데, 수종에 따라 차이가 있지만 위도가 증가하면 리그닌이 감소하고 직경이 클수록 추출물양이 증가하는 경향을 나타내었다고 한다. 그러나 고도에 따라서는 뚜렷한 경향을 나타내지는 않았다. 또한 여러 침엽수에 대해 조사한 결과, 비중도 위도가 높으면 감소하는 경향을 나타내었으나 연간 평균온도의 비중에 대한 영향이 더 크다고 한다(Wiemann 등, 2002).

### 3.2. 목재의 진동특성

1950년대 이전까지만 하더라도 진동이론의 대상은 주로 목재이었으나, 그 이후 철강공업과 석유화학공업의 발전으로 부가가치가 비교적 낮은 목재를 대상으로 한 진동이론에 대한 연구는 비교적 찾아보기 어렵다.

목재 진동에 대한 연구는 Hearmon(1948, 1961, 1966)에 이르러 정점을 이룬 후, 일부 연구(Nakao, 1987)를 제외하고는 대부분 개발된 식을 이용한 목재의 물리역학적 성질의 평가에 집중되고 있다.

#### 3.2.1. 보의 진동

보의 진동은 종진동, 횡진동, 비틀림진동으로 구분할 수 있으며 이에 대한 연구는 다수가 있다(Hearmon, 1966; Brancheriau 등, 2002). 보의 길이가 길어도 고차진동에서는 전단응력과 회전관성을 고려한 Timoshenko 보 이론을 적용하여야 한다. 그러나 더욱 엄밀한 의미에서는 휨과 전단의 뎀핑을 고려하여야만 한다. 따라서 점탄성 보의 횡진동 지배방정식은 다음과 같다(Nakao, 1985).

$$EI \frac{\partial^4 y}{\partial x^4} + \rho A \left( \frac{\partial^2 y}{\partial t^2} + \frac{\eta_s}{G} \frac{\partial^3 y}{\partial t^3} \right) - \rho K \left( 1 + \frac{E}{KG} \right) \frac{\partial^4 y}{\partial x^2 \partial t^2} - \frac{\rho I}{KG} (\eta_s + \eta_s) \frac{\partial^5 y}{\partial x^2 \partial t^3} + \frac{I}{G} (E\eta_s + G\eta_s) \frac{\partial^5 y}{\partial x^4 \partial t} + \frac{\rho^2 I}{KG} \frac{\partial^4 y}{\partial t^4} + \eta_b \eta_s \frac{I}{G} \frac{\partial^6 y}{\partial x^4 \partial t^2} = F(x, t) \quad (2)$$

여기서  $K$ 는 보 단면의 전단응력분포를 나타내는 형상계수(form factor)로 전단계수라고 불리우기도 하며

Hearmon(1966)에 의하면 수종별 0.89~1.04로 평균 0.943 이라고 한다. 최근 Hutchinson(2001)은  $K$  계산식을 구하였는데, 장방형 단면의 경우 보 단면의 형상비와 포아송비에 따라 영향을 받는다고 한다. Stephen(2002)은  $K$ 의 가정에 따른 공진주파수의 오차에 대해 보고한 바 있다.

여기서  $\eta_b, \eta_s$ 는 휨응력과 전단응력에 대한 점성계수(coefficient of viscosity)로 손실인자(loss factor)와 탄성계수 및 공진주파수와 관계는 다음 식과 같다.

$$\eta_b = \frac{\tan \delta_b E}{\omega}, \quad \eta_s = \frac{\tan \delta_s G}{\omega} \quad (3)$$

점성계수가 "0"인 탄성보의 경우 해석적 해를 구할 수 있다(Brancheriau, 2002; Matsumoto, 1967). Bordonné(1989년)에 따른 양단자유 보의 모드별 공진주파수는 다음과 같이 구할 수 있다.

$$f_n = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{EI}{\rho A} \frac{P_n}{L^4 \left[ 1 + \frac{I}{AL^2} F_1(m) + \frac{EI}{KGAL^2} F_2(m) \right]}} \quad (4)$$

$$\text{여기서 } P_n = \left[ \frac{(2n+1)\pi}{2} \right]^4 = m^4$$

$$F_1(m) = \theta^2(m) + 6\theta(m),$$

$$F_2(m) = \theta^2(m) - 2\theta(m)$$

$$\theta(m) = m \frac{\tan(m) \tanh(m)}{\tan(m) - \tanh(m)}$$

그러나 상기 식은 다음과 같은 세장비에만 적용이 된다.

$$\frac{L}{h} \geq \left( \frac{1}{12\pi^2} \frac{E}{G} P_n \right)^{1/4} \quad (5)$$

또한 Nakao 등(1985)은 점탄성보의 공진주파수와 모드별 손실인자를 예측할 수 있는 식을 발표한 바 있다. 따라서 상기 식 (5)에 의한 공진주파수 예측은 다음과 같은 모드이내에서 비교적 정확하게 예측이 가능하다.

$$n \leq \frac{L}{h} \frac{1}{\pi} \left( \frac{12\pi^2 G}{E} \right)^{1/4} - \frac{1}{2} \quad (6)$$

예를 들어 형상비(L/h)가 20이고 E/G=10이라면 18차 모드까지 예측할 수 있다.

Bordonné 해를 수치해석법에 의한 결과와 비교한 결과, 세장비가 10인 경우에도 2차모드에 대한 오차는 약 1%로 매우 정확하였다(Brancheriau, 2002).

따라서 상기 식을 이용해 보에 대해 한번의 자유진동 실험에 의해 축방향 탄성계수 뿐만 아니라 전단탄성계수를 구할 수 있다. 이와 유사한 Timoshenko-Goens-Hearmon(TGH) 법이 전단탄성계수를 구하는데 사용되고 있으며(Hearmon, 1966), 강 등(1988)은 동일한 방법으로 주요 국산수종에 대한 전단탄성계수를 구한 바 있다. Kubojima 등(1996, 1997)은 TGH법으로 전단탄성계수를 구하는데 있어 그 정확도에 미치는 영향을 조사하였다.

점성뿐만 아니라 회전관성과 전단의 영향을 무시한 Bernoulli해는 식 (4)에서 F<sub>1</sub>과 F<sub>2</sub>가 0이 된다.

따라서 Bernoulli 해와 Bordonné 해에 따른 주파수를 각각 f<sub>rE</sub>, f<sub>rT</sub>라고 하면 세장비가 감소하고 모드 증가하면 f<sub>rE</sub>/f<sub>rT</sub>는 증가하게 됨을 알 수 있다.

$$\frac{f_{rE}}{f_{rT}} = \sqrt{1 + \frac{I}{AL^2} F_1(m) + \frac{EI}{KGAL^2} F_2(m)} \quad (7)$$

동일한 양단자유 보에 있어 종진동(f<sub>i</sub>)의 공진주파수는 횡진동보다 매우 큰데, 시편길이에 비례하고 k<sup>2</sup>에 반비례한다.

$$\frac{f_i}{f_n} = \left( \frac{2\sqrt{n}}{2n+1} \right)^2 \frac{L}{\pi k^2} \frac{f_{rE}}{f_{rT}} \quad (8)$$

비틀림진동시 양단자유보의 공진주파수는 다음 식 (9)로 나타낼 수 있으므로 공진주파수를 측정하여 안다면 전단탄성계수를 계산할 수 있다. 모드가 증가할수록 식 (9)의 오차가 증가한다(Nakao, 1996). 따라서 전단탄성계수를 구하기 위해서는 1차모드의 공진주파수를 적용하여야만 한다.

$$f_r = \frac{n}{2l} \sqrt{\frac{G_{xy}K}{\rho J}} \quad (n=1, 2, 3, \dots) \quad (9)$$

여기서

$$K = \frac{1}{3} bh^3 \left( 1 - \frac{192}{\pi^5} \frac{h}{b} \sqrt{\frac{G_{xy}}{G_{xz}}} \sum_{m=1}^{\infty} \frac{1}{m^5} \tanh \frac{m\pi b}{2h} \sqrt{\frac{G_{xz}}{G_{xy}}} \right)$$

$$J = \frac{1}{12} bh(b^2 + h^2)$$

### 3.2.2. 판의 진동

회전관성과 전단영향을 무시한 점탄성 판의 진동방정식은 다음과 같다.

$$D_{11} \frac{\partial^4 w}{\partial x^4} + 2H \frac{\partial^4 w}{\partial x^2 \partial y^2} + D_{22} \frac{\partial^4 w}{\partial y^4} + \rho h \frac{\partial^2 w}{\partial t^2}$$

$$+ \Omega_1 \frac{\partial^5 w}{\partial x^4 \partial t} + \Omega_2 \frac{\partial^5 w}{\partial y^4 \partial t} + 2\Omega_3 \frac{\partial^5 w}{\partial x^2 \partial y^2 \partial t}$$

$$= N_x \frac{\partial^2 w}{\partial x^2} + N_y \frac{\partial^2 w}{\partial y^2} + 2N_{xy} \frac{\partial^2 w}{\partial x \partial y} + F(x, y, t) \quad (10)$$

식 (10)의 우측항은 면내하중(in-plane load)이 판에 작용될 때의 경우로 자유진동의 경우에는 "0"이 된다.

예를 들어 sitka spruce의 치수가 20×20×1 cm(L×R×T)인 경우, 유한요소법에 의한 양변자유 직교 판의 모드별 공진주파수의 계산결과는 Fig. 1과 같다.

그러나 등방성 재료와는 달리 이방성 판의 주파수별 모드 순서는 탄성상수 간의 상대크기비에 따라 달라질 수 있다.

또한 여러 가지 경계조건에 따른 공진주파수를 Rayleigh-Ritz 법으로 구할 수 있는데, 양변자유 판에 대한 공진주파수는 다음 식 (11)과 같이 나타낼 수 있다(Hearmon, 1961; Nakao, 1985).

$$f_r = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{1}{\rho h} \left( D_{11} \frac{\alpha_1^4}{a^4} + D_{22} \frac{\alpha_2^4}{b^4} + 2D_{12} \frac{\alpha_3^4}{a^2 b^2} + 4D_{66} \frac{\alpha_4^4}{a^2 b^2} \right)} \quad (11)$$

$$\text{여기서 } \alpha_1 = a^4 \int W_{xx} dA / \int W^2 dA,$$

$$\alpha_2 = b^4 \int W_{yy} dA / \int W^2 dA,$$

$$\alpha_3 = a^2 b^2 \int W_{xx} W_{yy} dA / \int W^2 dA,$$

Fig. 1. The first modes of the orthotropic plate made by sitka spruce ( $\rho=390 \text{ kg/m}^3$ ,  $E_L=11.6\text{GPa}$ ,  $E_R=0.90\text{GPa}$ ,  $E_T=0.50\text{GPa}$ ,  $G_{LR}=0.75\text{GPa}$ ,  $G_{LT}=0.72\text{GPa}$ ,  $G_{TR}=0.039\text{GPa}$ ,  $\nu_{LR}=0.37$ ,  $\nu_{LT}=0.47$ ,  $\nu_{RT}=0.43$ ).

$$\alpha_4 = a^2 b^2 \int W_{xy}^2 dA / \int W^2 dA$$

에너지법으로 식 (10)의 해를 구할 때 변위함수  $W$ 의 설정에 따라 해의 계산 효율성과 정확도가 달라지는데(Ding 등, 1996; Rajalingham 등, 1996), 대표적인 것은 삼각함수와 초월함수의 혼합형태인 특성보함수(characteristic beam function)를 사용하는 경우가 많다.

$$\phi_n = \cosh \beta_n x \pm \cos \beta_n x - \alpha_n (\sinh \beta_n x \pm \sin \beta_n x) \quad (12)$$

양단 단순지지의 특성함수는 다음과 같다.

$$\phi_n = \sqrt{2} \sin(n\pi\beta_n x/a) \quad (13)$$

따라서 관의 특성함수는 다음과 같이 보 특성함수의 급수형태로 나타낼 수 있다.

$$\phi_{mn} = \sum_{m,n=1}^{\infty} A_{mn} \phi_m(x) \phi_n(y) \quad (14)$$

Table 2. Characteristic functions (Hearmon, 1961)

Beam	cos	sin	$\alpha_1$	$\alpha_2$	$\alpha_n$ ( $n>2$ )	$\beta_1 a$	$\beta_2 a$	$\beta_n a$ ( $n>2$ )	End conditions
CC	-	-	0.982	1.001	1.000	4.730	7.853	$(2n+1)\pi/2$	$\phi_n(0) = \phi_n'(0) = \phi_n(a) = \phi_n'(a) = 0$
CS	-	-	1.001	1.000	1.000	3.927	7.069	$(4n+1)\pi/4$	$\phi_n(0) = \phi_n'(0) = \phi_n(a) = \phi_n''(a) = 0$
CF	-	-	0.734	1.018	1.000	1.875	4.691	$(2n-1)\pi/2$	$\phi_n(0) = \phi_n''(0) = \phi_n'(a) = \phi_n'''(a) = 0$
FS	+	+	1.001	1.000	1.000	3.927	7.069	$(4n+1)\pi/4$	$\phi_n''(0) = \phi_n'''(0) = \phi_n(a) = \phi_n''(a) = 0$
FF	+	+	0.982	1.001	1.000	4.730	7.853	$(2n+1)\pi/2$	$\phi_n''(0) = \phi_n'''(0) = \phi_n'(a) = \phi_n'''(a) = 0$

Nakao(1985)에 의한 모드별 댄핑은 다음 식과 같다.

$$\tan \delta_{max} = \frac{D_{11} \tan \delta_L \frac{a_1}{a} + D_{22} \tan \delta_V \frac{a^2}{b} + D_{12} (\tan \delta_L + \tan \delta_V) \frac{a^2}{a^2 b^2} + 4D_{66} \tan \delta_{VV} \frac{a^2}{a^2 b^2}}{D_{11} \frac{a_1}{a} + D_{22} \frac{a^2}{b} + 2D_{12} \frac{a^2}{a^2 b^2} + 4D_{66} \frac{a^2}{a^2 b^2}} \quad (15)$$

이 결과는 Caldersmith(1984)와 McIntyre(1988)의 결과와 거의 동일하다.

그리고 재료 내에 인장응력이 작용하면 공진주파수는 증가하며, 반대로 압축응력이 작용하면 감소하게 된다. Dickinson(1978)은 Rayleigh법을 이용해 면내 하중(in-plane load) 작용시 여러 경계조건에 대한 주파수 예측식을 발표한 바 있으며, Kang 등(2002a, b)은 크립을 고려한 면내하중이 공진주파수 변화에 미치는 영향에 대해 보고한 바 있다. 또한 Nakao (1987)는 동일한 방법을 이용해 회전관성과 전단의 영향을 고려한 Mindlin 판의 공진주파수와 댄핑에 대한 예측식을 보고한 바 있다.

### 3.3. 동역학적 성질

목재의 동역학적 성질은 탄성상수와 댄핑(damping)으로 구분할 수 있다. 엄밀히 말하면 목재는 이방성 재료이지만 편의상 직교성 재료라 가정하면, 직교좌표축에 따른 방향별 탄성상수는 축방향 탄성계수  $E_L, E_R, E_T$ 와 전단탄성계수  $G_{LR}, G_{LT}, G_{RT}$  및 포아송비  $\nu_{LR}, \nu_{RT}, \nu_{TL}$  등 9가지 상수로 되어 있다. 댄핑은  $\tan \delta_L, \tan \delta_R, \tan \delta_T, \tan \delta_{LR}, \tan \delta_{LT}, \tan \delta_{RT}$  등 6

가지로 구분할 수 있다.

목재는 천연재료이므로 변이(variation)가 매우 크다. 수종간, 입목간, 입목 내에서도 물리역학적 성질이 다르다. 따라서 관심대상의 동역학적 성질을 파악하는 것이 매우 번거롭고 어려운 일이다. 그러나 개략적으로 이를 알 수 있는 방법을 소개하고자 한다.

#### 3.3.1. 탄성계수

목재의 비중이 증가하면 실질 목질량이 증대되므로 대부분의 역학적 성질의 값은 증가하게 된다(Table 3). 섬유방향의 탄성계수는 밀도에 정비례하지만, 횡방향은 3층에 비례함에 주목할 필요가 있다. 그러나 침엽수의 동적  $E_R$ 은 4층에 비례한다는 보고도 있다(Norimoto, 1987). 이와 같이 방향별로 탄성계수가 다른 이유는 세포 횡단면의 형상과 그 배열에 기인한다(Mark, 1967). 따라서 로그함수로 비중과 정적 탄성계수간의 관계를 조사한 결과, Table 2와 Fig. 2에 나타난 바와 같이 높은 상관관계를 나타내었다.

정적탄성계수보다 진동시험에 의한 동적탄성계수는 약 10% 더 크며(Matsumoto, 1967; 강 등, 1988), 초음파 시험에 의한 탄성계수는 진동시험에 의한 것보다 섬유방향의 경우 25%, 방사방향의 경우에는 25% 이상 더 크다(Bucur pp136). 그 이유는 하중속도가 클수록, 즉 주파수가 증가할수록 겉보기 탄성계수가 증가하기 때문이다(Ouis, 2002). 그러나 가정주파수내에서는 증가비가 그다지 크지 않기 때문에 일정하다고 가정하는 것이 일반적이다(Okano, 1991).

Table 3. Approximate mechanical properties for wood properties in terms of density (from Gibson, 1988)

Property	Direction of loading		
	Longitudinal	Radial	Tangential
Young's modulus	$E_s \times (\rho/\rho_s)$	$0.8 E_s \times (\rho/\rho_s)^3$	$0.54 E_s \times (\rho/\rho_s)^3$
Shear modulus	$G_{LR} = G_{LT} = 0.074 E_s \times (\rho/\rho_s)$	$G_{RT} = 0.074 E_s \times (\rho/\rho_s)^3$	
Crushing strength	$0.34 \sigma_{ys} \times (\rho/\rho_s)$	$0.2 \sigma_{ys} \times (\rho/\rho_s)^2$	$0.14 \sigma_{ys} \times (\rho/\rho_s)^2$
Shear strength	$\tau_{LR} = \tau_{LT} = 0.086 \sigma_{ys} \times (\rho/\rho_s)$		$\tau_{RT} = C \sigma_s \times (\rho/\rho_s)^2$
Fracture toughness (MPa <sup>3/2</sup> )	$20 \times (\rho/\rho_s)^{3/2}$		$1.8 (\rho/\rho_s)^{3/2}$

\*  $\rho_s$  = cell wall density = 1500 kg/m<sup>3</sup>,  $E_s$  = axial cell wall Young's modulus = 35 GPa,  $\sigma_{ys}$  = axial cell wall strength = 350 MPa

Table 4. Regression coefficients between specific gravity and elasticity

Species		$E_L$	$E_R$	$E_T$	$G_{LT}$	$G_{LR}$	$G_{TR}$
Hard-wood	$a$	4543	3398	2879	3124	3277	2531
	$b$	0.978	1.228	1.618	1.271	1.227	1.487
	$r^2$	0.562	0.814	0.827	0.696	0.747	0.764
Soft-wood	$a$	4588	3525	3147	3550	3480	2246
	$b$	1.133	1.028	1.412	0.699	0.939	1.332
	$r^2$	0.527	0.780	0.802	0.417	0.683	0.213

\*  $\log(y) = a + bx$ :  $y$ -elasticity ( $\text{kg}/\text{cm}^2$ ),  $x$ -specific gravity.

Table 5. The ratio of measurements to theoretical values of shear modulus by Eq (16).

Species	No. of specimen	$G_{LT}$	$G_{LR}$	$G_{TR}$
Softwood	54	1.95	1.24	0.804
Hardwood	29	1.76	1.15	0.896
Average		1.86	1.20	0.850

$$\frac{1}{G_{ij}} \cong \frac{1 + \nu_{ji}}{E_i} + \frac{1 + \nu_{ij}}{E_j} \quad i \neq j, \quad i, j = L, R, T \quad (16)$$

그러나 목재의 경우 Table 4와 같이  $G_{LR}$ ,  $G_{TR}$ 에 비해  $G_{LT}$ 는 상기 식의 오차가 큰 것을 알 수 있다.

### 3.3.2. 포아송비

금속이나 플라스틱 등과 같은 등방성 재료의 포아송비(Poisson's ratio)는 0.3 전후로 재료간 변동이 비교적 작다. 그러나 목재 및 목질재료의 포아송비에 대한 조사는 다른 탄성상수에 비해 매우 찾아보기 어려우며, 등방성에 가까운 목질재료인 파티클보드의 포아송비는 0.1~0.3이다(Moarcas 등, 1999). 목재의 경우는 수종간 뿐만 아니라 침엽수와 활엽수간에도 차이가 크다(Table 1). 특히 침엽수와 활엽수  $\nu_{RT}$ 가 침엽수보다 훨씬 큰데, 그 이유는 해부학적 특성에 기인한다고 생각된다. 주로 가도관으로 이루어진 침엽수는  $RT$  평면에서 관공크기가 균일하므로 관공크기가 매우 다른 도관과 목섬유로 이루어진 활엽수에 비해 응력집중이 작기 때문이다.

Silker(1989)와 Zink 등(1997)에 의해 포아송비의 값이 매우 작은  $\nu_{RL}$ 과  $\nu_{TL}$ 의 측정방법의 개발에 대한 연구가 실시된바 있으며, Kahle 등(194)은 세포 형태에 따른 포아송비의 예측방법을 제시한 바 있다.

특히 포아송비와 밀도간에 관계가 있다는 견해(Wood Handbook, 1999)와 그렇지 않다는 견해가 있다(Bodig, 1982). 따라서 그 관계를 알기 위해 조사한 결과, 침엽수의 경우는 밀도와 관계가 없는 것으로 나타났다. 그러나 활엽수의 경우는  $\nu_{LR}$   $\nu_{LT}$   $\nu_{RT}$   $\nu_{TR}$   $\nu_{RL}$   $\nu_{TL}$ 의  $r^2$ 값이 각각 0.155, 0.238, 0.446, 0.249, 0.548, 0.0434로 그 종류에 따라 차이는 있지만 밀도

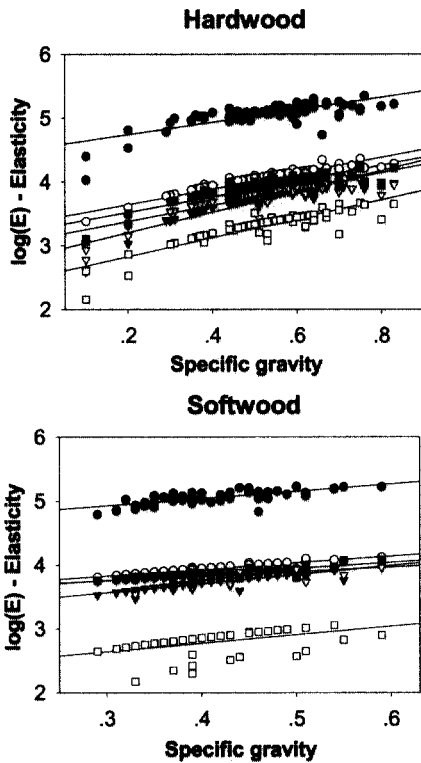


Fig. 2. Relationships between specific gravity and elasticity: ●  $E_L$ , ○  $E_R$ , ▼  $E_T$ , ▽  $G_{LT}$ , ■  $G_{LR}$ , □  $G_{TR}$ .

전단탄성계수는 다음 식과 같은 관계를 이용해 근사값을 구할 수 있다(Weaver 등, 1984)



Table 6. Average Poission's ratio for various species

Ratio	Softwood	Hardwood
$\nu_{LR}$	0.369 (32)	0.382 (43)
$\nu_{LT}$	0.425 (32)	0.520 (43)
$\nu_{RT}$	0.493 (32)	0.701 (40)
$\nu_{TR}$	0.336 (29)	0.329 (30)
$\nu_{RL}$	0.034 (14)	0.051 (30)
$\nu_{TL}$	0.023 (14)	0.031 (30)

\* Paranthesis represents number of species.

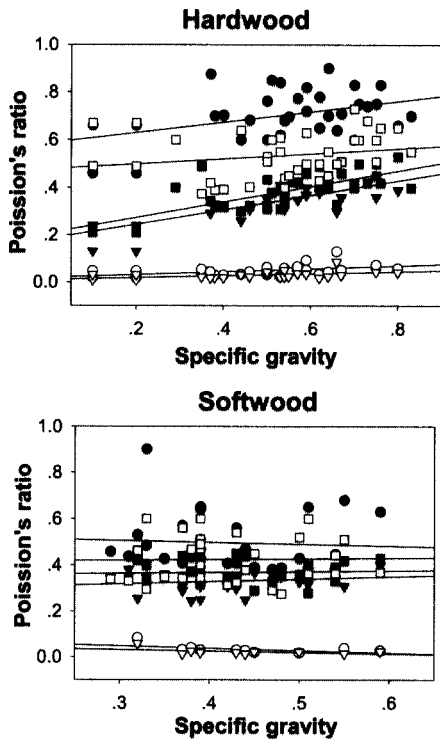


Fig. 3. Relationships between specific gravity and Poission's ratios; ●  $\nu_{RT}$ , ○  $\nu_{RL}$ , ▼  $\nu_{TR}$ , ▽  $\nu_{TL}$ , ■  $\nu_{LR}$ , □  $\nu_{LT}$ .

에 따라 증가하는 경향을 나타내었다. 그러나 목재의 포아송비에 대한 더 많은 연구가 필요하다.

### 3.3.3. 댐핑

재료댐핑과 비재료 댐핑으로 대별되며 재료댐핑은

열탄성(thermoelastivity)와 점탄성(viscoelasticity)로 나눌 수 있으며(Chaigne 등, 2001), 비재료 댐핑은 음향방사(acoustic radiation damping), 선형공기 펌핑(linear air pumping), 쿨롱마찰댐핑(Cloumb friction)로 나눌 수 있다(Nashif 등, 1985).

열탄성 댐핑은 금속과 같이 열전도가 큰 재료와 밀접한 관계가 있으며 목재를 포함한 대부분의 재료의 댐핑은 점탄성 댐핑이다.

댐핑 중 대수감쇠(logarithmic derement)는 자유진동과 강제진동으로 구할 수 있으며, 그 물리적 의미는 다음 식 (17)과 같이 주기당 에너지손실과 관련 있으며

$$\Delta W = 2W\lambda \quad (17)$$

그 값은 식 (18)~(19)와 같이 여러 가지 방법으로 구할 수 있다.

$$\lambda = \frac{1}{n} \ln \frac{A_1}{A_{n+1}} = \frac{0.69315}{tf_r} = \frac{6.9315}{tf_r} \quad (18)$$

$$\lambda = \frac{\pi A f}{f_r} \frac{1}{[(A_r/A)^2 - 1]^{1/2}} \quad (19)$$

또한 손실인자(loss factor, loss tangent)와의 관계는 다음과 같다.

$$\tan \delta = \frac{E''}{E'} = Q^{-1} \cong \frac{\lambda}{\pi} \quad (20)$$

그러나 목재의 경우 공진곡선은 대칭형태를 나타내지 않는다. 용이가 있거나 비균질재료의 경우 공진곡선은 비대칭 형태를 나타내게 된다. 이와 같은 성질을 이용해 재료의 비균질성을 측정하는데 이용하기도 한다(Matsumoto, 196?).

그리고 주파수가 증가하면 댐핑이 증가하는데, Ouis(2002)는 다음과 같은 모델을 개발하였다.

$$\tan(\omega) = \frac{(c-1) \sin(\alpha\pi/2)(\omega\tau_r)^\alpha}{1 + (c+1)\cos(\alpha\pi/2)(\omega\tau_r)^\alpha + c(\omega\tau_r)^\alpha} \quad (22)$$

여기서  $\alpha$ 는 상수로  $0 < \alpha < 1$ ,  $c = E_\infty/E_0$ ,  $\tau_r$ 은 완화 시간이다.

Ouis(2002)에 따르면 spruce 경우  $\alpha = 0.3$ ,  $c = 1.5$ ,  $\tau_r = 10^{-7}$ 을 적용한 결과 기존 연구결과와 잘 일치하였다고 한다. 댐핑은 약 100 kHz까지 증가하다가 감소하는 경향을 나타내었다. 그러나 가청주파수 내에서는 증가하게 된다.

방향별 이방성을 조사하기 위해 Haines(1979)의 결과를 분석해 보면,  $\tan \delta_L = 0.026/\pi$ ,  $\tan \delta_R = 0.063/\pi$ 이고  $\tan \delta_R/\tan \delta_L = 2.4$ 로 탄성계수에 비해 이방성은 작았다. 또한 Tonosaki 등의 13수종에 대한  $\tan \delta_R/\tan \delta_L = 2.0 \sim 3.0$ 으로 비교적 잘 일치하였다. Hearmon(1948)에 따르면 섬유방향과 횡방향의 이방성비는 3~4라고 한다. 그리고  $\tan \delta_{LR}$ ,  $\tan \delta_{LT}$ ,  $\tan \delta_{RT}$ 에 대한 조사는 찾아보기 어려우나 섬유방향의 것보다 2~3 정도된다(Hearmon, 1948; Nakao 등, 1987).

댐핑은 밀도에 비례하고 탄성계수에 반비례하며, 댐핑이 생기는 주 원인은  $S_2$ 층의 마이크로피브릴 변형과 매트릭스 변형간의 위상차에 있다고 한다(Norimoto, 1987).

$$\tan \delta \propto \left(\frac{\rho}{E}\right)^k \quad (21)$$

그러나 밀도와 탄성계수는 정비례 관계에 있기 때문에 모순점이 있지만, 댐핑이 작은 목재를 선별하기 위해서는 밀도가 작고 탄성계수가 큰 수종을 선택해야 함을 간접적으로 알 수 있다. Booker 등(1998)은 세포벽  $S_2$ 층의 마이크로피브릴이 경사를 이루고 인접 세포간 교차각을 이루므로 목재에 축방향 응력이 작용되면 세포벽간에 전단응력이 발생하게 된다. 이 전단응력은 복합간층(compound middle lammella)의 리그닌이 에너지 흡수역할을 한다고 한다. 따라서 마이크로피브릴 경사각이 클수록 발생 내부에너지가 크고 리그닌의 함유량이 많을수록 댐핑이 증가함을 알 수 있다.

### 3.3.4. 환경영향

온도와 상대습도에 따라 모든 동적성질은 변화되는

데, 그 크기는 방향별로 차이가 있다.

탄성계수는 섬유포화점에서 함수율 12%까지 건조 되면  $E_L$ 값은 약 30% 증가한다. 그러나  $E_R$ ,  $E_T$  및  $G$ 는 함수율 변동에 훨씬 더 민감하다. 포아송비는 함수율 변동에 따라 증가 또는 감소하게 된다. 댐핑은 함수율 약 5~8%에서 최소를 나타내고, 그 이하와 이상의 함수율에서는 오히려 더 증가한다(Matsumoto, 1967). 침지목재의 댐핑은 약 75% 정도 증가된다고 한다(Hearmon, 1948).

또한 온도가 증가하면 탄성계수는 감소하게 된다. 목재의 함수율이 클수록 온도의 변동에 따른 영향이 더 크다. 온도  $-100^\circ\text{C} \sim +100^\circ\text{C}$  범위에서 온도와 탄성계수는 반비례 선형관계에 있으며,  $E_L$ 은 온도  $1^\circ\text{C}$  당  $0.1 \sim 0.7\%$  변화된다.  $E_R$ ,  $E_T$  및  $G$ 는 훨씬 더 민감하여  $0.5 \sim 1.5\%/^\circ\text{C}$  변화된다. 포아송비에 대한 온도의 영향은 찾아보기 어려우며, 댐핑은 온도가 증가할수록 감소하는 경향이 있지만 상세한 자료는 찾기 어렵다.

## 3.4. 목재와 악기의 동적특성 해석

이방성재료의 탄성상수를 측정하기 위한 여러 연구가 실시되었으나 등방성재료에 비해 독립계수가 많기 때문에 비교적 구하기 어렵다.

한번의 실험으로 많은 동적성질을 파악하기 위한 방법에 대해 많은 연구가 이루어졌으나(Caldersmith, 1984; McIntyre 등 1988), 직교성 판재의 포아송비를 측정하기 위해서는 시편의 가로와 세로폭을 다음 식과 같이 가공되어야 하는 제한이 있고, 반복범으로 구하여야 하는 단점이 있다.

$$\frac{a}{b} = \left(\frac{D_x}{D_y}\right)^{1/4} \quad (22)$$

그러나 한 측정위치에서 모든 모드를 순차적으로 구분하는 것은 매우 어렵다. 왜냐하면 측정위치가 nodal line에 해당 모드의 주파수 스펙트럼 진폭이 매우 작기 때문이다. 따라서 Sobue 등(1991)은 측정위치가 다른 주파수 스펙트럼을 서로 더하거나 빼는 방법으로 양변자유 직교판의 동적성질을 측정하는 방법

을 개발하였다. 그러나 포아송비를 구하는 것은 어려웠다.

Grédiac(1996)은 가중함수를 Rayleigh법과 결합하여 이방성 판의 강성계수를 직접 구할 수 있는 방법을 제시하였는데, 유한요소법과 비교한 결과 등방성, 직교성, 이방성 판의 순으로 오차가 컸으나 직교성의 경우 오차는 1%이하로 매우 작았다.

악기용재의 진동성질의 평가법으로 섬유방향에 대한  $\sqrt{E/\rho^3}$ ,  $\sqrt{E/\rho^3}/\tan \delta$ ,  $\tan \delta/E$  등과 같은 기존의 보(beam)에 대한 일차원 해석에서 탈피한 판(plate)에 대한 2차원 평가법으로는 Haines(1979)의 보의 평가법 확장식이 있으며,

$$L = \frac{\sqrt{E_L/\rho^3}}{\tan \delta_L} \frac{\sqrt{E_R/\rho^3}}{\tan \delta_R} \quad (23)$$

또한 Tonosaki(1985)는 정현파 가진시 응답진폭을 구하는 식 (24)를 이용하여 판의 모드 응답계수( $R_{mn}$ )를 구한 바 있다.

$$A = \frac{F}{4\pi^2 m'} \frac{1}{\rho h \sqrt{(f^2 - f_n^2) + \tan \delta^2 f^2 f_n^2}} \quad (24)$$

비탄성계수( $E_\rho$ ), 즉 음파속도의 자승이 크다는 물리적 의미는 동일한 가진력에 있어 비탄성계수가 클수록 소리가 잘 난다는 것이나, 일반적으로  $E$ 와  $\rho$ 는 정비례 관계에 있으므로 모순된 면이 있다. 그러므로  $E/G$  값은 등방성 재료의 경우 약 1.5이고 목재는 수종과 방향에 따라 다르지만 약 10배나 큰 15.0이다. Okano(1991)에 따르면 특히 가문비나무의  $E_R/G_{RT}$ 는 ~30.0으로 다른 수종에 비해 매우 큰 편이다. 따라서 현재 오톨나무와 가문비나무가 각각 동양과 서양에서 향판재로 사용되고 있는 것은 오랜 경험의 산물이라 생각된다.

악기 음의 평가는 크게 시간 축과 주파수 축 평가로 나눌 수 있다. 시간축 평가란 가진 후 물체의 시간에 따른 반응성으로 어택과 릴리즈와 관계되며, 주파수축 평가는 소리의 울림, 깊이, 균형감 등 음색에 관계되는 것으로 시간축상의 평가는  $E_\rho$ 와 상관이 있으며 주파수축상의 평가는  $E/G$ 와 상관이 있다고 한다.

$E_\rho$ 가 크면 음의 울림감이 둔하여 감응도(response)가 나쁘지만 유연도(flexibility)가 있다. 또한  $E/G$ 가 크면 소리가 깊고 목재음이 나며, 역으로 작으면 소리가 얇고 급속음이 나게 된다. 종합적인 평가로서  $E_\rho$ ,  $E/G$ 가 모두 크면 울림이 자연스럽고 소리가 깊으며 중후하다는 평가를 받는다.

악기의 양부를 과학적으로 판단하는 것은 아직 논란이 많다(Okano, 1991). 동일한 악기라도 연주자 개인특성과 능숙도에 따라 소리의 질이 다르다. 예를 들어 기타의 경우 현과 손가락의 상호작용은 손톱의 마찰특성, 손가락 근육의 감응(response), 기타 몸체의 admittance 및 손가락 연주방향 등에 영향을 받는다. 따라서 능숙한 연주자는 연주시 악기 응답특성에 따라 연주기법을 조절하여 소리를 조절할 수 있기 때문이다.

그러나 연주특성을 무시하고 단순히 Jansson(1997)의 브릿지 타격에 의한 응답을 측정하는 것이 매우 시사적이다.

악기의 수치적 시뮬레이션 결과를 직접 소리로 듣고자 하는 연구는 컴퓨터 급속한 발달로 인해 20세기 후반에야 가능하게 되었다(Chaigne, 2002). 그러나 아직까지는 그러한 일련의 해석에 요구되는 계산시간이 과도하게 걸리는 것이 가장 큰 문제점이다. 예를 들어 비교적 단순한 현(string)의 타격에 의한 1초간 소리를 내는데, 약 100초라는 시간이 소요되었다(Chaigne, 1994). 또한 Fig. 4와 같이 기본 공진주파수의 경우는 시간경과에 따른 감쇠가 유사하나 고차 공진주파수의 경우는 시뮬레이션 결과가 실제보다 더 단조롭고 감소도 차이가 있음을 알 수 있다.

그러나 수치적 시뮬레이션을 통해 악기가 어떻게 소리를 내는지에 대한 이해를 한층 더 높일 수 있고, CAL(Computer-Aided-Lutherie)의 유용한 도구가 될 수 있으므로 향후 이러한 연구방향은 급속히 진전되리라 생각된다.

## 4. 제 언

목제악기의 음향특성 및 최종음질을 조절하기 위한 이러한 노력을 바탕으로 악기의 연주특성, 즉 타악기

Fig. 4. Comparison between measurements and simulations of sound pressure by a xylophone bar struck by a rubber mallet(Doutaut, 1998).

에 있어서의 충격과 그에 대한 진동체로서의 대응과 현악기에 있어서의 연주자의 타현 및 칠현 거동에 대한 악기의 반응거동을 논리적으로 추적해나감으로써 현존의 악기제품에 대한 음질평가 및 예측뿐 아니라 인간에 의해 설계된 가상악기의 소리를 시현하고 인간의 귀로 들을 수 있는 날이 멀지 않으리라 생각된다.

임산공학분야에서 목재의 진동에 대한 연구는 주로 일본에서 20세기 초반부터 이루어져 왔으나 임산공학의 연륜이 상대적으로 작은 우리나라는 이제 시작 단계에 있다고 생각된다. 또한 목재의 정적거동에 비해 동적거동에 대한 이해는 더 많은 지식과 정보를 필요로 한다. 역으로 목재의 동적거동을 제대로 이해한다면, 목재의 물리역학적 성질(physico-mechanical properties)에 대한 이해를 높일 수 있으므로 효율적인 이용을 위해 반드시 필요하다고 생각된다.

그러나 이제까지의 섬유방향에 대해 국한된 연구에서 탈피하여 횡방향에 대한 조사와 연구가 실시되어

야 한다. 또한 온습도변화에 따른 방향별 물리역학적 성질의 변화량의 차이가 소리에 미치는 영향이 매우 크므로 이에 대한 연구가 필요하다고 생각된다.

주파수 영역에서 연구에서 시간영역에 대한 연구로의 전환을 꾀하여, 목재 및 악기에 대한 이해를 한층 증대시킬 수 있으며 시뮬레이션 결과가 실제 소리와 근사해지도록 부재와 구조체(제품)에 대한 물리적 모델링의 개선이 필요하다.

한편 목재진동역학의 궁극적 대상인 악기제품의 최종음질평가를 위해서는 기존의 판능적이고 주관적인 평가방법 이외에 이들과 대응관계를 이룰 수 있는 객관적이고 정량적인 기기분석 방법의 도입이 시급한 상황이며 아울러 청취자의 심리적 상태에 따른 악기별 음질의 평가를 위한 자료축적 등을 다룰 수 있는 심리음향학적 접근(psycho-acoustical approach)이 수행되어야 할 것이다.

악기의 연주특성, 즉 타악기의 경우 충격과 현악기

의 경우 연주자의 타현 및 찰현 거동에 따른 현존 악기뿐만 아니라 가상악기의 소리를 인간의 귀로 들을 수 있는 날이 멀지 않으리라 생각된다.

## 참 고 문 헌

1. Ambartsumyan S. A. and I. Kunin. 1991. Theory of anisotropic plates. Hemisphere Publishing Co. p. 249.
2. Barrducci, I. and G. Pasqualini. 1948. Misura dell'attrio interno e delle costanti elastiche del legno. *H Nuovo Cimento* 5(5): 416~466.
3. Bert, C. W. and P. H. Francis. 1974. Composite mechanics : Structural mechanics. *AIAA Journal* 12(9): 1173~1186.
4. Bodig J. and J. R. Goodman. 1973. Prediction of elastic parameters for wood. *Wood Science* 5(4): 249~264.
5. Bodig J. and B. A. Jayne. 1982. Mechanics of wood and wood composites. Van Nostrand Reinhold.
6. Booker, R. E. and J. Sell. 1998. The nanostructure of the cell wall of softwoods and its functions in a living tree. *Holz als Roh- und Werkstoff* 56: 1~8.
7. Brancheriau, L. and H. Bailleres. 2002. Natural vibrations analysis of clear wooden beams : a theoretical review. *Wood Sci. and Technol.* 36: 347~365.
8. Bucur, V. 1995. Acoustics of Wood. CRC Press. p. 264.
9. Caldersmith, G. W. 1984. Vibrations of orthotropic rectangular plates. *Acustica* 56: 144~152.
10. Chaigne, A. 2002. Numerical simulation of stringed instruments - today's situation and trends for the future. *CASJ* 4(5): 12~20.
11. Chaigne, A. 1994. Numerical simulations of piano strings. I. A physical model for a struck using finite difference methods. *J. Acoust. Soc. Am.* 95(2): 1112~1118.
12. Chaigne, A. and C. Lambourg. 2001. Time-domain simulation of damped impacted plates. I. Theory and experiments. *J. Acoust. Soc. Am.* 109(4): 1422~1432.
13. Dickinson, S. M. 1978. The buckling and frequency of flexural vibration of rectangular isotropic and orthotropic plates using Rayleigh's method. *J. of Sound and Vibration.* 61(1): 1~8.
14. Ding, Z. 1996. Natural frequencies of rectangular plates using a set of static beam functions in Rayleigh-Ritz method. *J. of Sound and Vibration.* 189(1): 81~87.
15. Doutaut, V., D. Matignon, and A. Chaigne. 1998. Numerical simulations of xylophones. II. Time-domain modeling of the resonator and of the radiated sound pressure. *J. Acoust. Soc. Am.* 104(3): 1633~1647.
16. Forest Products Laboratory. 1999. Wood handbook-Wood as an engineering material. Gen. Tech. Rep. FPL-GTR-113. Madison, WI: U.S. Department of Agriculture, Forest Service, Forest Products Laboratory. pp. 4~3.
17. Gibsson, L. J. and F. A. Michael 1988. Cellular solids : structure & properties. Pergamon Press. pp. 278~315.
18. Grédiac, M. and P. A. Paris. 1996. Direct identification of elastic constants of anisotropic plates by modal analysis : theoretical and numerical aspects. *J. of Sound and Vibration.* 195(3): 401~405.
19. Haines, Daniel W. 1979. On musical instrument wood. *Catgut Acoustical Society Newsletter* 31: 23~32.
20. Hearmon R. F. S. 1948. The elasticity of wood and plywood. His Majesty's Stationary Office. Forest Products Research. Special Report No. 7.
21. Hearmon, R. F. S. 1961. An introduction to applied anisotropic elasticity. University Press, Oxford, England.
22. Hearmon, R. F. S. 1966. Theory of the vibration testing of wood. *Forest Products J.* 16(8): 29~40.
23. Hutchinson, J. R. 2001. Shear coefficients for Timoshenko beam theory. *J. of Applied Mechanics* 68: 87~92.
24. Jansson, E. V. 1997. Admittance measurements of 25 high quality violins. *Acustica* 83: 337~341.
25. Kahle, E. and J. Woodhouse. 1994. The influence of cell geometry on the elasticity of softwood. *J. of Materials Science.* 29: 1250~1259.
26. Kalnins, A. and C. L. Dym. 1976. Vibration :

- Beams, Plates, and Shells. Benchmark Papers in Acoustics/8. Downen, Hutchinson & Ross, Inc.
27. Kang, W. and N. H. Lee. 2002a. Analytical model of free vibration of cylindrically circular plate with internal stresses. 한국목재공학회 학술발표논문집. pp. 32~37.
  28. Kang, W, W. Y. Chung and K. W. Lee. 2002b. Nonlinear vibration of orthotropic plates with residual stresses. 한국목재공학회 학술발표논문집. pp. 212~216.
  29. Kubojima, Y., H. Yoshihara, M. Ohta, and T. Okano. 1996. Examination of the method of measuring the shear modulus of wood based on the Timoshenko's theory of bending. *Mokuzai Gakkaishi* 42(12): 1170~1176.
  30. Kubojima, Y., H. Yoshihara, M. Ohta, and T. Okano. 1997. Accuracy of the shear modulus of wood obtained by Timoshenko's theory of bending. *Mokuzai Gakkaishi* 43(5): 439~443.
  31. Leissa, A. W. Vibration of plates. NASA SP-160. US Dept. of Commerce.
  32. McIntyre, M. E. and J. Woodhouse. 1988. On measuring the elastic and damping constants of orthotropic sheet materials. *Acta Metallurgica* 36(6): 1397~1416.
  33. Morcas, O. and M. Irlé. 1999. Determination of Poisson's ratio for particleboard in pure bending. *Wood Sci. and Technology* 33: 439~444.
  34. Nakao, T., T. Okano, and I. Asano. 1985. Theoretical and experimental analysis of flexural vibration of the viscoelastic Timoshenko beam. *J. of Applied Mechanics* 52: 728~731.
  35. Nakao, T., C. Tanaka, A. Takahashi, and T. Okano. 1987. Experimental study of flexural vibration of orthotropic, viscoelastic plates. *J. of Sound and Vibration* 116(3): 465~473.
  36. Nakao, T. 1996. Experimental study of torsional vibration of wooden bars by plate theories. *Mokuzai Gakkaishi* 42(1): 10~15.
  37. Nashif, AD, DIG Jones and JP Henderson. 1985. Vibration damping. Wiley-Interscience.
  38. Norimoto, M. 1987. Specific Young's modulus and quality of coniferous wood. *Mokuzai Gakkaishi* 33(7): 545~551.
  39. Kim, W. J., A. G. Campbell, and P. Koch. 1988. Chemical variation in lodgepole pine with latitude, elevation, and diameter class. *Forest Prod. J.* 38(3): 7~12.
  40. Mark, R. H. 1967. Cell wall mechanics of tracheids. Yale Univ. Press.
  41. Matsumoto, T. 1967. Studies of the dynamic modulus E and the logarithmic decrement of wood by transverse vibration. Bulletin of the Kyushu Univ. Forests. No. 36.
  42. Okano, T. 1991. Acoustical properties of wood. *Mokuzai Gakkaishi* 37(11): 991~997.
  43. Olson, H. F. 1967. 音樂工學. 誠文堂新光社(平岡正德譯).
  44. Ouis, D. 2002. On the frequency dependence of the modulus of elasticity of wood. *Wood Sci. & Technol.* 36(4): 335~346.
  45. Rajalingham, C., B. Bhat, and G. D. Xistris. 1996. Vibration of rectangular plates using plate characteristic functions as shape functions in the Rayleigh-Ritz method. *J. of Sound and Vibration* 193(2): 497~509.
  46. Reynolds, D. D. 1981. Engineering principles of acoustics : Noise and vibration control. Allyn and Bacon.
  47. Silker, A. 1989. Measurement of the smaller Poisson's ratios and related compliances for wood. *Wood and Fiber* 21(3): 252~262.
  48. Stephen, N. G. 2002. On "A check on the accuracy of Timoshenko's beam theory." *J. of Sound and Vibration* 257(4): 809~812.
  49. Tonosaki, M. and T. Okano. 1985. Evaluation of acoustical properties of wood by plate-vibration tests. *Mokuzai Gakkaishi* 31(8): 627~632.
  50. Weaver, W. and P. R. Johnson. 1984. Finite elements for structural analysis. Prentice-Hall, Inc. New Jersey. p. 403.
  51. Wiedenbeck, J. K., K. Hofmann, P. Peralta, C. Skaar, and P. Koch. 1990. Air permeability, shrinkage, and moisture sorption of lodgepole pine stemwood. *Wood and Fiber Sci.* 22(3): 229~245.
  52. Wiemann, M. C. and G. B. Williamson. 2002. Geographic variation in wood specific gravity : Effects of latitude, temperature, and precipitation. *Wood and Fiber Sci.* 34(1): 96~107.
  53. Zink, A. G., R. B. Hanna, and J. W. Stelmokas. 1997.

Measurement of Poisson's ratios for yellow-poplar. *Forest Prod. J.* 47(3): 78~80.  
 54. 山田正. 1987. 木質環境의 科學. 海靑社 (pp. 117~132) p. 484.  
 55. 강 옥, 정희석. 1988. 향관용 관행수종과 대체가능수종의 자유진동적 성질에 관한 연구. 목재공학 16(3): 48~64.  
 56. 이병호. 1999. 음향학 I, II. 민음사.

$f$  : 주파수                       $f_r$  : 공진주파수  
 $\lambda$  : 대수감쇠                   $A_r$  : 공진시 진폭  
 $t, \tau$  : 자유감쇠 응답진폭이 1/2과 1/1000로 될 때 시간

$Q^{-1}$  : quality factor의 역수     $k^2 = \sqrt{I/A}$   
 $\Delta f$  : 진폭  $A$ 가 될 때 주파수 간격

$$D_{11} = \frac{E_x h^3}{12(1-\nu_{xy}\nu_{yx})}, \quad D_{22} = \frac{E_y h^3}{12(1-\nu_{xy}\nu_{yx})},$$

$$H = D_{11}\nu_{21} + 2D_{66}, \quad D_{66} = \frac{G_{xy}h^3}{12}$$

$$\Omega_1 = \frac{\eta_x h^3}{12(1-\nu_{xy}\nu_{yx})}, \quad \Omega_2 = \frac{\eta_y h^3}{12(1-\nu_{xy}\nu_{yx})},$$

$$\Omega_3 = \frac{\Omega_1\nu_{yx}}{2} + \frac{\Omega_2\nu_{xy}}{2} + \frac{\eta_c h^3}{6}$$

(아래첨자  $L, R, T$  섬유방향, 방사방향, 접선방향)

[기 호]

$E$  : 축방향 탄성계수       $G$  : 전단탄성계수  
 $\nu$  : 포아송비               $\tan \delta$  : loss factor  
 $\rho$  : 밀도                     $h$  : 시편두께  
 $F$  : 외력                     $m'$  : 등가환산질량

Frequency coefficients of eqs. (11) and (15)(Nakao 등, 1985)

Condition	m	n	$\alpha_1$	$\alpha_2$	$\alpha_3$	$\alpha_4$
Simply S.	0,1,2,-	0,1,2,-	$\gamma^4$	$\epsilon^4$	$\gamma^2\epsilon^2$	$\gamma^2\epsilon^2$
Clamped	0	0	500.6	500.6	1513	1513
	0	1,2,3,-	500.6	$\epsilon^4$	$12.3\epsilon(\epsilon-2)$	$12.3\epsilon(\epsilon-2)$
	1,2,3,-	0	$\gamma^4$	500.6	$12.3\gamma(\gamma-2)$	$12.3\gamma(\gamma-2)$
	1,2,3,-	1,2,3,-	$\gamma^4$	$\epsilon^4$	$\gamma\epsilon(\gamma-2)(\epsilon-2)$	$\gamma\epsilon(\gamma-2)(\epsilon-2)$
Free	1	1	0	0	0	144
	0	2	0	500.6	0	0
	0	3,4,5,-	0	$\epsilon^4$	0	0
	2	0	500.6	0	0	0
	3,4,5,-	0	$\gamma^4$	0	0	0
	1	2	0	500.6	0	593.76
	1	3,4,5,-	0	$\epsilon^4$	0	$12.3\epsilon(\epsilon+6)$
	2	1	500.6	0	0	593.76
	3,4,5,-	1	$\gamma^4$	0	0	$12.3\gamma(\gamma+6)$
	2	2	500.6	500.6	1513	24483
	2	3,4,5,-	500.6	$\epsilon^4$	$12.3\epsilon(\epsilon-2)$	$49.5\epsilon(\epsilon+6)$
	3,4,5,-	2	$\gamma^4$	500.6	$12.3\gamma(\gamma-2)$	$49.5\gamma(\gamma+6)$
	3,4,5,-	3,4,5,-	$\gamma^4$	$\epsilon^4$	$\gamma\epsilon(\gamma-2)(\epsilon-2)$	$\gamma\epsilon(\gamma+6)(\epsilon+6)$

Notes : m,n : number of nodes in x- and y-direction, respectively.

$\gamma = (m+1)\pi$  and  $\epsilon = (n+1)\pi$  for simply supported plates.  $\gamma = (m+1.5)\pi$  and  $\epsilon = (n+1.5)\pi$  for clamped plates.  $\gamma = (m-0.5)\pi$  and  $\epsilon = (n-0.5)\pi$  for free plates.