

투포원 연사기의 소음특성에 관한 연구

전두환, 이준석, 임병덕*, 윤상혁**

영남대학교 공과대학 섬유학부, 기계공학부*, 대원기계(주)**

1. 서론

최근 들어 섬유기계의 개발 추세는 국제 경쟁력 및 품질 경쟁력의 확보를 위해 점점 고속화, 정밀화되어 가고 있으며, 왕복 및 회전운동을 주로 하는 섬유기계의 특성상 기계의 고속화는 자연적으로 기계진동 문제와 직결되어 있고, 기계진동 문제는 정밀기계 개발의 가장 큰 해결 과제 중의 하나로 꼽히고 있다. 또한 과도한 진동이나 기계부품의 고속 회전으로부터 발생하는 기계소음은 기계의 수명뿐만 아니라 작업 환경에도 지대한 영향을 미치고 있어 더욱 엄격해 지고 있는 환경규제와 더불어 지속적으로 개선해 나가야 할 과제이다.

본 연구는 투포원 연사기의 소음특성에 관한 연구로 제직준비기인 국산 투포원 연사기의 고속회전시 발생하는 소음수준이 선진 경쟁사 제품 대비 최소 10 dBA 이상 높은 수준으로 나타나고 있어 이에 대한 개선이 무엇보다 시급한 실정에 있고 이의 개선을 위한 연구로 소음특성 분석을 통한 소음 원의 규명은 선행 되어야 할 과제이다. 소음원 규명에는 여러 가지 방법이 있겠으나 현장에서의 소음원 측정은 일반 소음 수준을 측정하는 sound pressure level(음압)의 측정으로는 한계가 있으므로, 본 연구에서는 sound intensity(음향인텐시티)를 측정, 분석하는 방법을 사용하였다.

2. 이론 및 실험

2.1 소음원 측정 이론

일반적으로 소음 측정은 sound level meter를 사용하여 sound pressure level을 측정함으로써 소음 수준을 비교하지만, 이 방법은 측정 공간이 실내와 같이 벽이나 천정 등 구조물의 경계면이 존재할 경우 이들 면에서 반사되는 반사 음도 함께 측정되므로 소음원 자체의 소음 수준을 분석하기엔 어려움이 많다. 따라서 이러한 어려움을 극복할 수 있는 방법으로 흔히 이용되는 방법이 sound intensity 측정 법이다.

Sound intensity는 일반적으로 단위면적당 흐르는 sound power의 양으로 정의되는 값으로 식(1)과 같이 표시된다.

$$\vec{I} = \overline{\vec{p}\vec{u}} \quad \text{or} \quad \frac{1}{t} \int_0^t \vec{p}\vec{u} \quad (1)$$

여기서 p : sound pressure, u : particle velocity, t : period 를 나타내며 화살표는 벡터량을 의미하고 bar는 time average를 표시한다. 실제 측정방법으로는 p 와 u 를 직접 측정하여 intensity를 구하는 방법(p - u type probe)과, 2개의 같은 특성의 microphone을 사용하는

p-p type probe를 사용하는 방법으로 나누어지며, p-p type probe의 측정원리는 pressure gradient가 particle acceleration에 비례하는 점을 이용하여 2개의 sound pressure 값으로부터 particle velocity를 구해 intensity를 측정하는 방법으로(식 (2)참조) 본 연구에서 이용된 방법이다.

$$I = \frac{1}{2\rho d} (p_1 + p_2) \int_0^t (p_1 - p_2) dt \quad (2)$$

여기서 ρ 는 공기의 밀도, d 는 2개 microphone사이의 거리를 나타내며 본 연구에서는 12 mm를 사용하였다.

2.2 소음원 측정

소음원 규명을 위한 첫 단계로, 우선 일반적인 소음 특성의 이해를 위해 연사기 전방 1m 위치에서 소음의 주파수 특성을 sound level meter를 이용하여 측정, 분석하였고 이 자료는 연사기 spindle에서의 진동 가속도를 동시에 측정, 분석함으로써(Fig. 1, Fig. 2 참조) 구조 진동에 의한 소음 특성을 먼저 파악한 다음, 그 분석 자료를 바탕으로 소음원 분석을 다음 단계로 실시하였다. 연사기의 회전속도는 일반적으로 사용하는 12000 rpm영역과 최고 속도인 14000 rpm영역을 선택하였다(실 측정 회전수는 12500, 14400 rpm 으로 각각 나타남).

소음원 규명을 위한 sound intensity의 측정은 총 3개의 spindle을 포함하는 연사기 전면을 35개(가로 7개, 세로 5개)의 측정위치로 mapping하여(Fig. 3 참조) overall level 및 rpm 별 fundamental frequency와 higher order frequency에서의 측정결과들이 분석되었다. Data processing은 현장에서의 측정 data는 모두 digital tape recorder를 사용하여 기록된 후 추후 Lab에서 FFT Analyzer를 통해 분석되었고, data post processing을 위해 각 측정 위치에서의 주파수별 분석자료들은 PC로 전송하여 소음원을 가시화 확인할 수 있도록 하였다.

3. 결과 및 고찰

Fig. 1과 Fig. 2의 data는 연사기의 회전속도가 12500 rpm (일반운전)일 때 연사기 1m 전방에서의 소음 및 bolster 지지 bolt 에서의 가속도 측정결과를 나타낸다. 소음측정 결과를 보면 fundamental frequency(208 Hz) 및 2nd harmonic(416 Hz) 모두에서 Peak값을 나타내나, 가속도의 값은 208 Hz에서의 Peak치와는 달리 2nd harmonic 인 416 Hz에서의 값이 매우 작게 나타남을 알 수 있다. 이러한 주파수 특성은 일반적으로 회전체에서의 spindle setup 및 alignment 에는 별 문제가 없음을 나타낸다. 연사기 1m 전방에서 측정된 소음의 주파수 특성이 fundamental frequency 및 2nd harmonic 모두 Peak값을 보여주며, 특히 회전수가 높아지면서 2nd harmonic의 값이 fundamental frequency의 값보다 더 크게 나타나는 데 이러한 현상은 연사시 ballon을 형성하는 실에 의한 air-borne noise 가 구조진동에서 오는 structure-borne noise보다 특정 주파수 영역에서 점점 더 지배적임을 보여 주고 있다. Sound intensity의 측정 결과(Fig. 4 참조) 위와 같은 현상을 재확인할 수 있으며, overall level에서는 bolster부분에서 최고치를 나타내지만(Fig. 5, Fig. 6), fundamental frequency에

서의 값은 회전수가 증가함에 따라 bolster부분에서 ballon을 형성하는 위치로 최고 값이 변화함을 보여준다(Fig. 7, Fig. 8). 특히 Fig. 9와 Fig. 10은 2nd harmonic에서의 sound intensity의 값으로 ballon을 형성하는 위치에서 최고 값이 형성되는 것을 알 수 있다.

결론적으로 overall level을 통해본 소음원은 bolster area로 판명되었으나, 회전수가 증가함에 따라 구조 진동에서 오는 structure-borne noise보다 air-borne noise가 점점 더 지배적임을 알 수 있다.

4. 참고문헌

- (1) F. J. Fahy, "Sound Intensity", Elsevier Applied Science
- (2) L. E. Kinsler, A. R. Frey, "Fundamentals of Acoustics", 3rd ed., Wiley
- (3) J. S. Bendat, A. G. Piersol, "Random Data", Wiley
- (4) M. C. Junger, D. Feit, "Sound, Structures, and Their Interaction", 2nd ed. MIT press
- (5) L. L. Beranek, "Noise and Vibration Control", McGraw Hill
- (6) M. P. Norton, "Fundamentals of noise and vibration analysis for engineers", Cambridge uni. press
- (7) 윤상혁, "연사기계기술의 현황과 발전 전망", 대한기계학회지 35권 1호, 1995

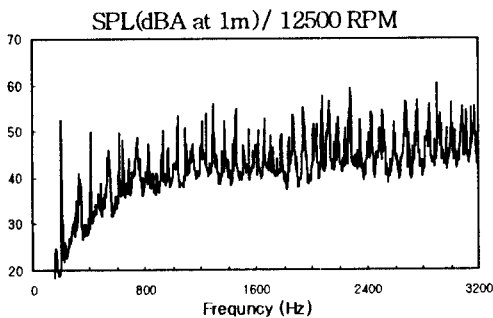


Fig. 1 Sound pressure level at 1m from twister

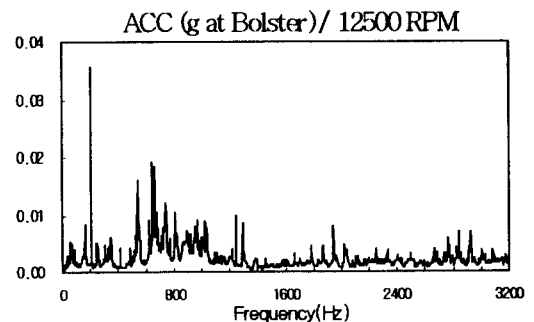


Fig. 2 Acceleration at bolster

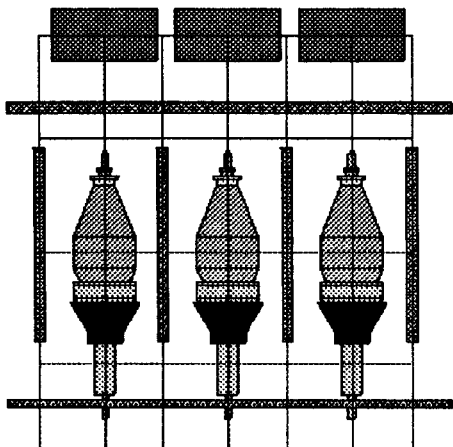


Fig. 3 Grid work for sound intensity

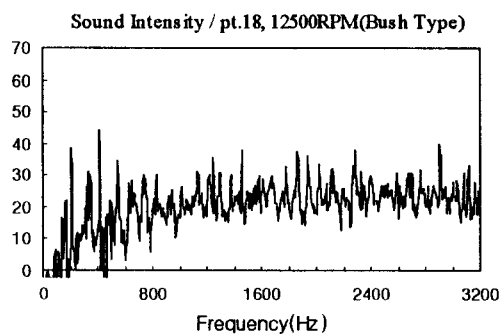


Fig. 4 Sound intensity at the center location of twister

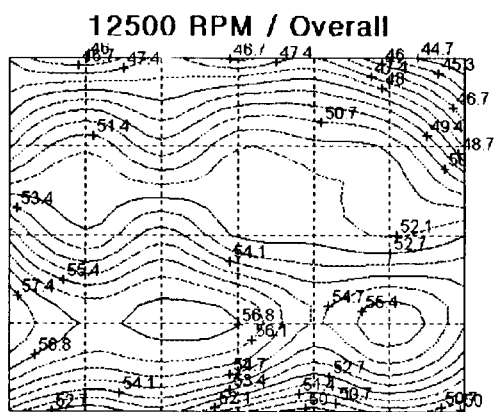


Fig. 5 Sound intensity mapping

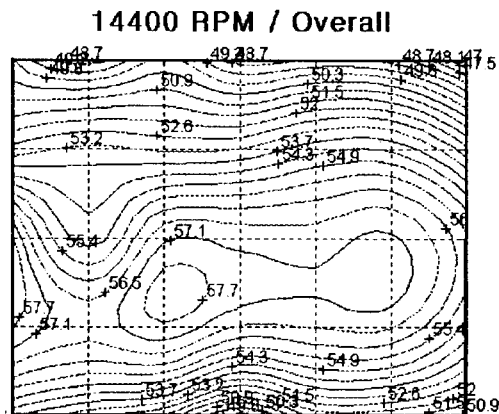


Fig. 6 Sound intensity mapping

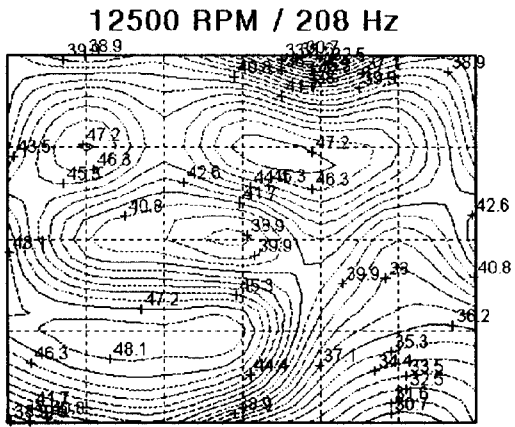


Fig. 7 Sound intensity mapping

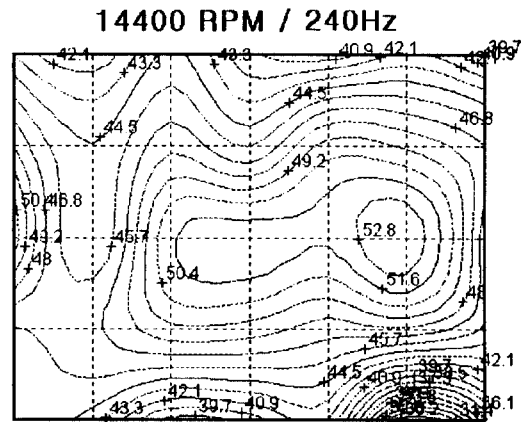


Fig. 8 Sound intensity mapping

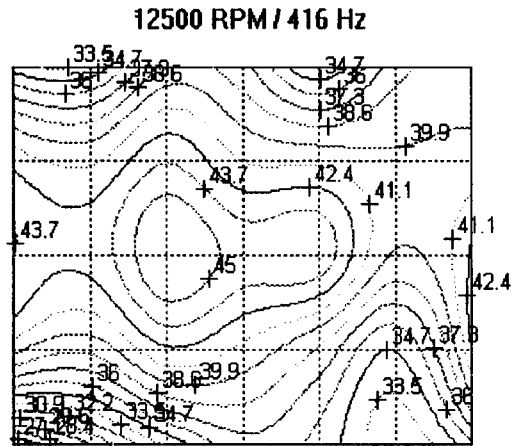


Fig. 9 Sound intensity mapping

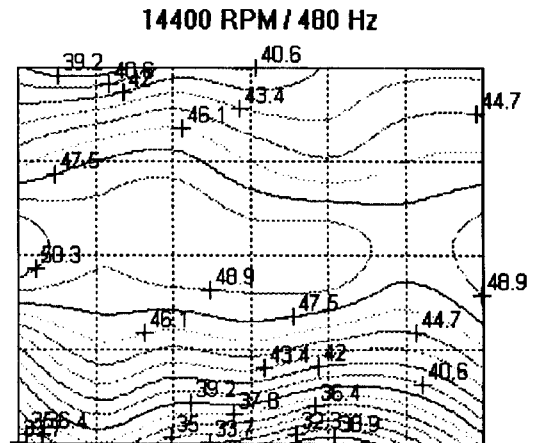


Fig. 10 Sound intensity mapping