

# Two Dimensional Complex Sound Intensity를 이용한 압축기 소음원 규명에 관한 연구

안병하\*, 김영수\*\*

## A Study on Noise Identification of Compressor Based on Two Dimensional Complex Sound Intensity

Byoung Ha Ahn\*, Young Soo Kim\*\*

### ABSTRACT

Sound intensity method is well known as a visualization technique of sound field or sound propagation in noise control. Sound intensity or energy flux is a vector quantity which describes the amount and the direction of net flow of acoustic energy at a given position. Especially two dimensional sound intensity method is very useful in evaluating periodic characteristics and acoustic propagation mode of noise source. In this paper, we have studied the noise source identification, acoustic sound field analysis, and characteristics of noise source of rotary compressor and scroll compressor for air conditioner using complex sound intensity method. Also we proposed a new method of time domain analysis which is used in evaluating of position of noise source in rotary and scroll compressor in this paper. This paper presents the advantage, simplicity and economical efficiency of this method by analysing the characteristics of noise source with two dimensional complex sound intensity simultaneously.

**Key Words** : Sound Intensity(음향인텐시티), Noise Identification(소음원규명), Compressor(압축기), Time-averaging(시간평균), Active Intensity(액티브 인텐시티), Reactive Intensity(리액티브 인텐시티), Time Domain Analysis(시간영역해석), Auto Correlation(자기 상관계수), Auto power spectrum(자기 밀도스펙트럼)

### 1. 서론

일반적으로 방조용 압축기에 있어서의 주요 소음원으로는 압력맥동에 의한 유체음, 구조진동에 따른 고체음, 배관 내에 흐르는 유체의 진동에 따른 배관 진동음, 공간에서 발생하는 공명음, 내부 요인에 따른 소음의 투과음, 모터에서 발생하는 전

자기음, 회전 진동에 의한 진동음 등을 열거할 수 있다. 이러한 소음이 내부에서 발생하여 외부로 전달되는 과정과 상관없이, 최종적으로는 셸(Shell)을 통하여 외부로 전달되게 된다. 이러한 종류의 소음들은 어느 부분에서 발생이 되고, 어떠한 경로를 통하여 전달이 되는지 등을 그 특성과 관련해서 분석을 하여야 원인에 대한 대책이 세워 질 수 있

\* LG전자(주) 홈어플라이언스 연구소

\*\* 부경대학교 냉동공조공학과

다. 그러나, 특히 셀로서 구성되어 있는 압축기와 같은 구조물에서는 음원별로 발생 위치나 그 전달 경로를 밝히는 것이 쉽지는 않다.

그러나 압축기에 있어서 소음의 발생원인에 대한 연구의 결과는 많이 발표되어 있다. 로타리 압축기의 경우에는 음원의 위치, 발생 및 특성에 대하여 압력 센서, 진동센서, 소음 센서, 그리고 접촉 유무를 감지 할 수 있는 근접센서를 압축기의 내부에 설치하고, 다 채널 신호 분석을 통해서 압력, 소음, 진동특성을 압축기의 운전 조건에 맞추어서 분석한 논문(K. Sano<sup>(1)</sup>)이 있다. 그러나 많은 장치와 센서를 이용하는 것은 많은 비용을 동반하게 되며, 제품이 완성되고 난 뒤에 소음의 특성을 분석하고자 하는 경우에는 알맞지 않다. H. Iwata<sup>(2)</sup>는 스크롤 압축기의 소음 진동 특성을 실험과 아울러 수치해석을 통해서 비교한 논문을 발표하였는데 단지 소음의 발생원인만 언급하고 있으며, 그 전달 경로나 특성에 대한 언급이 없다. 실험적 해석법을 통하여 압축기에서 발생하는 소음을 분석한 내용을 Ishii<sup>(3)</sup><sup>(4)(5)(6)(7)</sup> 등이 발표하였는데, 일반적인 소음 진동 특성을 근거하여 실험이나 시뮬레이션을 통한 결과를 바탕으로, 발생하는 소음을 측정하여 기존 구한 데이터를 가지고 주파수를 검토하여 소음의 발생원인과 위치를 밝히고 있다. 그러나 주파수 분석을 위주로 하고 있어서 그 전달 특성은 설명하지 못하고 있다.

따라서 압축기에서 가장 필요한 소음 해석 기술은 셀에서 발생하여 나오는 소음을 어떻게 잘 분석하고, 또 그 특성을 잘 파악하기 위한 데이터를 얻을 수 있는가 하는 것이다, 이와 같은 문제는 압축기에서 발생하는 음장을 어떠한 방법으로 분석할 수 있는가 하는 문제에 도달한다.

압축기의 음장 분석을 위한 방법에는 실험적인 방법과 수치해석적인 방법이 고려되어 있지만, 위에서 언급한 관점에서 압축기의 음장 해석을 검토하면, 실험적인 방법이 우선적으로 고려된다.

실험적으로 음장을 가시화 하는 방법에는 몇 가지를 생각해 볼 수 있다. 먼저, Laser를 이용한 가시화 기법이 있고, 음의 지향성을 고려한 음압 특성적인 해석이 있을 수 있다. 그리고 다수의 쌍의 마이크로폰을 이용한 다차원 Sound Intensity기법이 있다. Laser를 이용하는 경우에는 Laser의 발생 장치와 압축기를 운전할 수 있는 시설이 함께 있어야 하고, 현재까지 개발되어 있는 가시화 기법상 CCD

카메라의 시계내에 국한되어 있다. 따라서 비교적 면적이 작은 경우에는 좋은 결과를 얻을 수 있지만, 압축기와 같은 등글고 비교적 큰 표면적을 가진 경우에는 적합하지 않다. 또 음의 지향성을 고려한 음압 특성적인 해석인 경우에는 가장 간단한 실험 장치로서 분석이 가능한 장점이 있다. 그러나, 점음원(Point Source)인 경우에는 좋은 해석 수단이 되지만, 3차원적으로 입체적인 물체에는 적합하지 않다. Sound Intensity의 경우에는 측정하고자하는 면의 크기나 공간에 관계없이 측정이 가능하며, 여러 가지 방법으로 그 결과를 나타낼 수 있다. 특히 압축기와 같은 구조에도 잘 적용이 될 수 있다. 그러나 단점으로는 음원이 안정적인(Stationary) 경우에는 좋은 결과를 얻지만, 과도적인(Transient) 경우에는 측정하기가 어렵다.

공조용 압축기의 음의 발생은 순시적으로 매우 민감하게 변화하는 벡터 성분이지만 주기성이 있다. 따라서 긴 시간동안 신호를 받아서 통계적으로 처리한다면 정확한 데이터를 확보 할 수 있다. 이러한 측면에서 Sound Intensity방법은 압축기의 음장을 분석하는데 효과적으로 사용될 수 있다. 이러한 이유로 Sound Intensity를 이용하여 압축기의 음장을 가시화하고 분석하고자하는 노력은 많이 있었으나 여러 가지 문제점들을 내포하고 있었다. 첫째로 1차원 Sound Intensity를 주로 사용하고 있다는 점이다. 1차원 Sound Intensity는 주위환경이나 측정 오차에 대한 보완 장치나 근접음장(Near field) 소음의 영향으로 오차가 발생할 수 있으며 음장의 분포에는 적합하지만 음의 특성이나 방향성에 대해서는 아무런 정보를 가지고 있지 않다는 것이다. 둘째로, 1차원에서는 Intensity의 크기만으로 음장을 해석하기 때문에 압축기에 있어서 음장의 특성에 대해서는 평가할 수 없다는 것이다.

본 논문에서는 압축기에서 발생하는 음장을 분석함에 있어서 앞에서 언급한 문제를 보완하기 위하여 2차원Sound Intensity기법을 이용하여 음장을 분석하였으며, 음장의 특성을 분석하기 위하여 Complex Sound Intensity법을 도입하였다. 이 방법을 56000.BTU급의 Scroll 압축기와 7000.BTU급의 Rotary압축기를 대상으로 하여 분석하여, 음장과 음의 특성을 규명하였다. 아울러 이렇게 분별된 소음원에 대해서 저감대책을 적용한 후 그 효과를 증명하는 방법으로 Time Domain Analysis기법을 도입하여 2차원 Sound Intensity기법이 압축기 분야에서도

유효하다는 것을 보였다.

## 2. Complex Sound Intensity법

### 2.1 Sound Intensity

음파의 에너지적인 의미에서 나타내는 음의 강도를 Sound Intensity라고 하며, Sound Intensity는 한 점에서 단위 면적을 통과하는 에너지를 나타내고 크기와 방향을 모두 가지고 있는 벡터량이다. 음향 계측법으로 Sound Intensity를 측정한다는 것은 음의 단위 밀도당 강도를 알 뿐 만 아니라, 방향까지 분석 할 수 있다는 장점이 있다. 따라서 음원의 위치를 찾아내는 데에도 매우 유용하다. 평면 음장에서의 지배 방정식인 파동 방정식으로부터 평면 공간상의 어떤 한 점에 있어서 음압과 음속의 해는 식(1)과 식(2)와 같다. 여기서  $f$ 와  $g$ 는 어떤 특수한 경계 조건에 따라서 공간적인 혹은 순시적인 조건에 따라서 좌우되는 함수이며, 어떤 점에서의 음은 방향성을 경계 조건에 따라서 나타낸다. 즉  $f$ 는 진행파를,  $g$ 는 후퇴파를 나타내게 된다.

$$P(x, t) = f(ct - x) + g(ct + x) \quad (1)$$

$$U(x, t) = \frac{1}{\rho_0 c} \{f(ct - x) + g(ct + x)\} \quad (2)$$

여기서,  $\rho_0$ 는 매질의 밀도,  $c$ 는 매질에서의 음속을 나타낸다. 식(1)과 식(2)를 만족하는 음장에 있어서, Sound Intensity의 정의는 식(3)과 같이 음장 내에 존재 하는 어떤 점에서의 입자 속도와 음압의 곱에 대한 시간 평균치로 정의 되어있는 벡터량으로서, 그 점을 포함한 단위 면적당의 단위 시간에 통과하는 음의 에너지로서 표시된다.

$$I = \overline{P(t) \cdot U(t)} \quad (3)$$

식(3)에서는 양기의 고유 음향 저항치를 이용하여 음압과 입자속도와와의 관계를 유도 할 수 있다.  $P_1(t)$ 와  $P_2(t)$ 는  $\Delta r$  만큼의 사이를 두고 측정된 2점의 음압을 나타내며 Sound Intensity를 근사적으로 구할 수 있다.

$$\hat{I}_r = \frac{p \cdot u_r}{2\rho\Delta r} = -\frac{1}{2\rho\Delta r} (p_A + p_B) \int (p_B - p_A) dt \quad (4)$$

식(4)는 임의의  $r$ 방향에서의 Sound Intensity 성분을 나타내는 식이며 널리 알려져 있다. 식(4)를

기본으로 하여 Sound Intensity를 측정하는 방법에는 2가지가 있다. 하나는 직접법(Direct method)이고, 다른 하나는 간접법(Indirect Method or Cross Spectrum법)이다. 직접법은 시간 영역에서 신호를 처리하여 Intensity를 구하는 방법으로, 주의해야 할 점은 2개의 수음점인 마이크로폰의 감도(sensitivity), 위상 특성을 완전히 일치시켜야만 하며, 특히 주파수 별로 해석을 하고자 하는 경우에는 통과 대역 특성과 주파수 특성이 완전히 일치하는 2개의 Band-pass filter가 필요하다. 이러한 경우에 주로 Digital filter가 가장 잘 어울릴 수 있지만, 최근의 Analog분야의 기술의 진보로 Analog filter도 좋은 성능을 가지고 있어서 별로 이 부분에서는 문제가 되지 않는다. 다른 하나의 방법인 Cross Spectrum법은 주파수 영역에서 신호를 처리하여 나타내는 기법이다. 이때 Sound Intensity는 주파수 영역의 계산이라는 특성을 가지고 있으며  $f_1 \sim f_2$  사이의 주파수 영역별로 나누어서 다음 식으로 계산할 수 있다.

$$\hat{I}_r = -\frac{1}{\omega\rho\Delta r} Im G_{AB} \quad (5)$$

즉, 두 마이크로폰으로부터 측정된 신호의 Cross spectrum을 이용한 식(5)에 따라서 임의의 주파수  $f_1 \sim f_2$  사이의 Sound Intensity를 구할 수 있다. 실제로 Cross spectrum법은 FFT계측기 내의 함수를 이용하여 연산이 가능한 시스템이 최근 많이 도입되고 있다. 식(5)에서  $\omega$ 는  $2\pi f$ 로 정의된다.

### 2.2 Complex Sound Intensity의 측정원리

Intensity를 Complex수로 해석하여 Intensity의 실수부와 허수부의 정보를 모두 분석하는 Complex Sound Intensity (Complex 음향 인텐시티)의 측정원리에 대해서 살펴보면, 식(6)으로 표시된다.

$$I_c = \frac{1}{2} \cdot P(t) \cdot U^*(t) = I + jQ \quad (6)$$

여기서,  $P(t), U(t)$ 는 Complex음압과, Complex입자속도의 공역을 나타낸다. 식(6)의 공역 인텐시티 중에 실수 부분을 Active Intensity라고 하고, 허수 부분을 Reactive Intensity라고 한다. 이 중에서 Active Intensity는 앞에서 언급했던 Sound Intensity에 상당하며 Intensity의 크기로 나타낸다, 또한 음장을 전파시키는 음향파위를 의미하기도 한다. 공

역 인텐시티 중에 허수부  $Q$ 는 Reactive Intensity로서 교류 전기 회로에 있는 무효전력에 상당하는 의미를 가지고 있다, 이는 음원과 음장 사이에서 주기적으로 발생하는 에너지의 교환을 의미하며 실제로는 전파되지 않는 파워를 의미한다. 이런 Complex Sound Intensity 는 음원의 방사 특성이나 Reactive 혹은 Near field 음장의 해석에 주로 사용이 된다.

$$I_a = \frac{\text{Im}\{S_{AB}(f)\}}{2\pi\rho \cdot \Delta r \cdot f} \quad (7)$$

Active Intensity는 식(7)에서 보여 주는 바와 같이 Cross Spectrum의 허수부를 이용하여 구할 수 있다.

$$I_{re} = \frac{S_{AA}(f) - S_{BB}(f)}{4\pi\rho \cdot \Delta r \cdot f} \quad (8)$$

식(8)에서,  $S_{AA}(f)$ ,  $S_{BB}(f)$ 는 각각  $A$ ,  $B$  마이크로폰의 Auto-power spectrum을 나타낸다.

Reactive Intensity는 음압의 2승의 Gradient에 비례하는 형태로 나타나는데 식(8)에서 보여 주는 바와 같이 1쌍의 마이크로폰의 Auto-power spectrum의 차이로서 구할 수 있다.

여기서 Reactive Intensity 는 Active Intensity 의 측정 오차가 채널간의 위상차(phase mismatch)에 의해서 크게 좌우된다는 사실과는 달리, 채널간의 위상차에는 전혀 영향을 받지 않는다는 특징이 있다. 또 Active Intensity 와 Reactive Intensity 를 이용해서 원리적으로는 음압과 입자 속도의 위상차를 알 수 있고, 그 위상차는 음향 임피던스의 위상각에도 대응이 되므로, 음장의 Reactive 성의 정도를 나타내는 중요한 인자가 된다. 또 음원 근방을 중심으로 살펴보면, 음원주위에서는 입자 속도와 진동 속도가 거의 일치하므로 입자 속도의 계산으로부터 음원의 진동 속도의 계산도 가능하다. 이와 같은 관점에서 볼 때 Reactive Intensity를 측정하면 압축기 주위의 음장에 대한 특성분석이 가능하다. 이러한 Complex Intensity의 특성에 대해서는 Tichy<sup>(8)</sup>, Hidaka<sup>(9)</sup>등이 잘 설명하고 있다.

### 2.3 2차원 ComplexSound Intensity

식(5)와 식(6)에서 언급되었던 좌표계는 공간 좌표인  $r$ 좌표가 주로 사용되었다. 따라서 공간 좌표인  $r$ 좌표를 직교 좌표인  $x, y, z$ 로 분리가 가능하다. 이러한 각각의 좌표계는 서로 다른 Active, Reactive성분

의 Intensity 크기를 갖게 된다. 따라서 이 Intensity 벡터를 공간상의 한 점을 중심으로 표시하게 되면 2차원 3차원으로서의 확대가 가능하다. 하지만 이때에는 자유도가 증가하므로, 이에 상응하는 Intensity Probe의 추가가 요구되어진다.

### 3. 2차원 Complex Sound Intensity의 적용

압축기에 대해서 2차원 Complex Intensity를 적용하기 위해서 앞에서 언급한 방법 중 널리 쓰이고 있는 Cross Spectrum법을 이용하였으며, Active Intensity와 Reactive Intensity를 측정하여 계산한 후 벡터로 나타내었다. 여기서 보여주는 data는 2-Micro phone Probe(B&K 4165 1쌍)를 사용하였고, 마이크로폰의 거리(space)는 12mm를 사용하였으며, Cross Spectrum법을 이용하기 위하여 B&K의 Pulse System을 사용하여 측정한 후 컴퓨터에서 처리를 하였다.

#### 3.1 Rotary Compressor

Rotary Compressor의 소음을 분석하여 보면 Fig.1과 같이 2500Hz, 3150Hz, 4000Hz(이상 1/3 Octave)가 주요한 소음발생 주파수임을 알 수 있다. 이와 같은 압축기의 음장을 분석하기 위하여 Fig.2와 같은 측정면(grid)을 이용하였다.

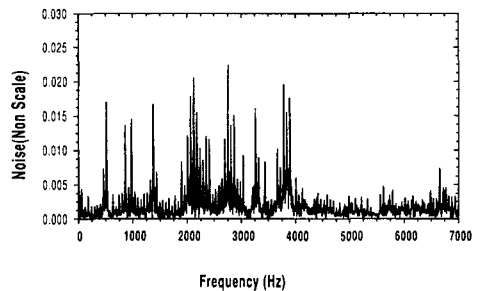


Fig. 1 Noise spectrum of rotary compressor

Fig.2와 같이 grid를 만들고 압축기의 셀의 표면에서 수평방향으로 150, 200mm 떨어진 지점에 수직 높이를 50mm의 간격을 두고 측정점 6개씩 총 12지점을 설정하였다. 이들 지점에서 2개의 Intensity Probe를 이용하여 측정을 한 후, 이를 벡터로 Intensity를 표시하였으며, 그 결과는 Fig.3,4,5와



히 많이 포함된 성분이라는 것을 나타내고 있으며, 로타리 압축기에서 문제가 되고 있는 2500Hz, 3150Hz, 4000Hz(1/3 Octave) 영역에서는 근접 음장(Near field)에 의한 간섭이 없으며, 상호 운동에 의해서 소멸되지 않을 뿐만 아니라, 음장도 매우 주기적으로 방사되는 특성을 나타낸다. 이러한 현상은 고체음의 경우에도 동일한 특성이 나타난다. Shell의 경우에 Critical Frequency(혹은 Coincidence frequency)는 약 1200Hz 부근에 위치하게 된다. 이 주파수 이하에서는 음의 진행 속도와 쉘의 진동 전달 속도와의 차에 의해서 근접장에서 음의 소멸이 발생할 수 있고, 그 이상의 주파수에서는 자유로이 음이 방사될 수 있는 조건을 나타내게 된다. 따라서 이미 위에서 언급한 해석 결과가 타당하다는 것을 알 수 있다.

이상과 같은 해석 결과에 의해 로타리 압축기에서 발생하는 음장의 특징을 분석할 수 있고, 그 음원의 위치도 정확하게 분석할 수 있었다. 특히 2500Hz 이상의 주파수에서 얻어진 해석 결과는 로타리 압축기에서 2차원 Complex Intensity의 유효성을 증명하는 좋은 해석법임을 보여 주었다.

### 3.2 Scroll Compressor

스크롤 압축기에서 발생하는 소음의 주파수 특성은 Fig.6과 같다. 여기서는 스크롤 압축기의 쉘에서 수평방향으로 20cm, 30cm의 2지점에 수직 방향으로 50mm의 간격으로 측정면(grid)를 만들어 2개의 축을 동시에 로타리 압축기와 같은 방식으로 측정하였다. 스크롤 압축기에서는 500, 800, 3150, 4000Hz를 중심으로 윗 그림이 Active Intensity를 나타내고 밑그림은 Reactive Intensity를 나타낸다. 또 스크롤 압축기는 로타리 압축기와 높이가 다르므로, 높이 방향에 대한 저주파 특성을 분석 대상으로 선택하였다. 먼저 Fig.7은 500Hz에서의 Active Intensity를 벡터로 연장하여 나타내었다. 이를 살펴보면, 전부 Motor가 설치되어 있는 위치보다 낮은 위치에서 소음이 발생되고 있어서 밀 부분의 용접점이나 쉘 하부에서 음이 집중적으로 방사되고 있음을 알 수 있다. Reactive Intensity 성분을 살펴보면 아랫부분은 방향이 규칙적으로 배열되어 있어서 저주파수 영역에서는 음장이 주기성을 가지고 있음을 알 수 있다. 하지만 윗 부분의 경우는 방향이 서로 간섭을 일으키는 형상을 보여 주고 있다. 이것은 윗 부분에서는 음이 잘 방사되지 않음을 나타내

고 있다. 아랫부분에서 발생하는 음장의 전파 특성을 고찰해 보면, Motor를 중심으로 한 그 이하의 쉘을 가장자리가 고정된 경우의 길이 방향의 평판으로 가정한다면, 중앙부의 용접점이 가진원이 되고, 그 가진원에 따른 음의 방사 모드가 양 가장자리(edge)에서 발생하고 있음을 알 수 있다. Fig.8의 800Hz의 경우도 500Hz와 대략 일치하고 있으나, 음원이 조금 윗 쪽으로 이동되었고, Reactive Intensity 성분은 상하방향 모두에서 음의 방사를 방해하고 있다. 그러나, 압축 운동이 이루어지고 있는 기계부를 포함한 중앙 부위에서는 규칙적으로 주기성 음이 발생되고 있음을 알 수 있다.

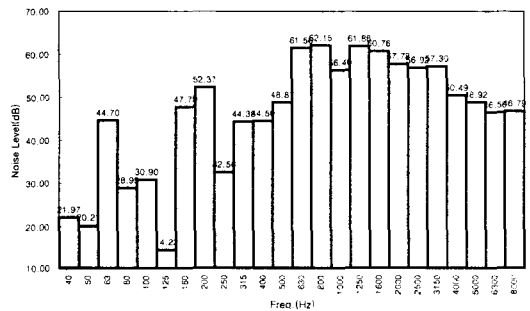


Fig. 6 Noise spectrum of scroll compressor

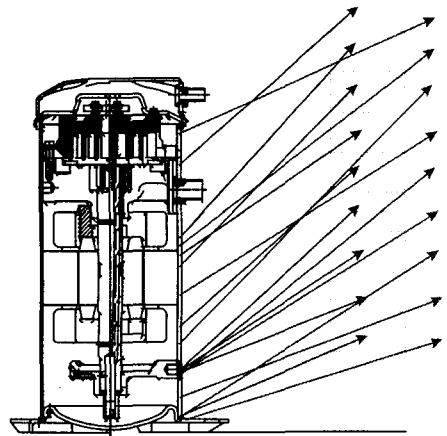
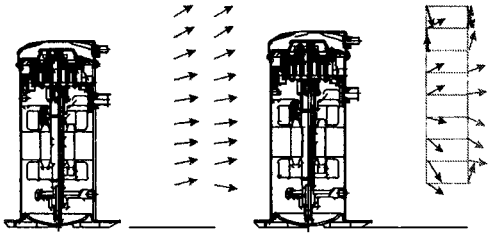
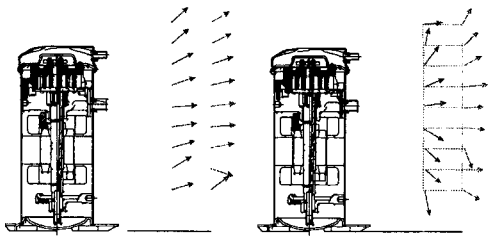


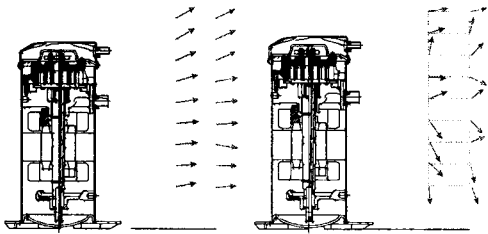
Fig. 7 Intensity of scroll comp.(500Hz)



(a) Active intensity (b) Reactive intensity  
Fig. 8 Intensity of scroll compressor(800Hz)



(a) Active intensity (b) Reactive intensity  
Fig. 9 Intensity of scroll comp.(3150Hz)



(a) Active intensity (b) Reactive intensity  
Fig. 10 Intensity of scroll comp.(4000Hz)

지금 까지 설명한 저주파 성분과는 다르게 고주파는 특성이 아주 다르다. Fig.9,10의 3150, 4000Hz를 살펴보면 음원의 위치가 Active Intensity성분에서 스크롤을 중심으로 흡입부에 걸친 유체에 의해서 소음이 발생될 수 있는 부분에 음원이 위치하고 있다. Reactive Intensity성분도 음원의 다양화로 음이 방사하는 것을 방해하고 있는 모양을 하고 있으며, 서로의 간섭에 의해서 음이 소멸되는 부분도 보여 주고 있다. 이러한 경우는 압력맥동(Pressure Pulsation)의 고주파 성분에 기인하거나 비선형적이거나 비주기적인 성분을 많이 포함하고 있기 때문에 나타나는 특성이다. 해석 결과에서 보여 주는 바와 같이 저 주파수는 Motor부를 중심으로 그 밀

부분에서 발생하고, 고주파수 성분은 기계부를 중심으로 발생하는 특성을 가지고 있으며, 음원으로서의 위치가 차이가 나는 것은 음향 모드이기보다는 구조물의 진동 모드나 불평형에 기인한 소음 성분이 많다고 고려된다. 그러나 로타리 압축기의 Reactive Intensity성분과 스크롤 압축기의 Reactive Intensity성분을 비교하여 보면, 스크롤 압축기의 소음이 가지는 주기성이 로타리 보다도 약하다는 것을 알 수 있다. 이것은 비교적 로타리 압축기의 압력 맥동이 스크롤에 비하여 훨씬 크고, 전체적인 소음특성을 지배하는 인자라는 것과 또 역으로 스크롤의 연속 토출 방식은 압력맥동이 다른 압축기 보다도 작다는 것을 나타낸다.

#### 4. Time Domain Analysis기법

압축기는 특성상, 주기적으로 소음이나, 진동, 압력맥동을 압축부에서 발생시킨다. 따라서 주기성이 지배적인 경우에는 정보를 종합적으로 분석하여 음원을 밝힐 수 있는 실험적인 접근이 가능하다. K Sano(2)는 직접 로타리 압축기의 내부에다 많은 종류의 압력 센서, 접촉 센서, 진동 센서 등을 이용하여 압력 신호, 진동 신호, 소음, 그리고 실린더의 접촉 등을 분석하여 제반 운동 특성을 분석하였다. 특히 접촉 센서에 많이 의존하여 밸브의 움직임이나 실린더의 동특성 등을 분석하였다. 그러나 이러한 방법은 미리 압축기를 제작하기 전에 알고자 하는 신호를 얻기 위하여 센서를 많이 심어야 하는 작업을 필요로 하고, 신호에 포함되는 측정 오차를 분석하기 위해서 많은 시간과 데이터를 필요로 하게 된다.

Time Domain Analysis기법은 동시에 쉘의 표면에서 진동, 소음 신호를 동시에 측정하고 기준에 알고 있는 신호의 특성을 이용하여 시간축 상에서 소음의 발생 위치를 회전각을 중심으로 분석하는 방법이다. 여기서는 지배적인 인자가 필요로 하는데 압력 특성을 분석한 뒤 미리 알고 있는 기준 지점을 선택하여 기준점에 대한 진동 신호를 중심으로 하여 분석하는 법이다. 따라서 압축기의 내부에는 아무런 센서를 넣지 않고, 쉘의 표면에서의 진동과 소음 신호로부터 위상차이를 계산하여 내부의 음원의 위치를 구체적으로 평가하는 방법이다.

소음을 분석해 보면 원주 방향에서 발생하는 주파수 성분을 분석할 수 있다. Fig.11은 여기서 어떻

계 분석되어져 있는가를 나타내는 그림이다.

Fig.12은 머플러가 없는 경우에 Pumping부에서 발생하는 소음을 영역별로 나누어서 측정 해석한 결과이다. 흡입구로 부터 약 220° 회전한 지점부터가 토출 행정이 시작되어, 약 360° 부근에서 토출 행정이 완료되게 되어 있다. 그리고 그 다음에는 흡입 행정이 시작 되게 된다. 앞 절에서의 2차원 Sound Intensity를 통하여 분석된 Pumping부에 있어서의 소음 발생 위치를 수직 위치 측면에서 분석한 것과 합쳐서 3차원을 형성하면 음이 발생하는 정확한 위치를 파악할 수가 있다.

여기서 보여 주는 것은 전 주파수에 대해서 1/3 Octave로 분석한 결과이다. 여기에 공통적으로 나타나는 것은 토출부에서 음이 집중적으로 발생하고 있다는 것이다. 예를 들어, 2500Hz에 대해서 살펴 보면 토출이 시작되고 조금 있다가 바로 소음이 발생하고 있다는 것을 알 수 있으며, 3150Hz도 거의 같은 결과를 보여 준다. 4000Hz의 경우, 조금은 분산되어 있지만 토출 과정에 음원이 집중되어 있음을 알 수 있다. 하나의 주파수에 대해서 x, y의 2개의 관찰 점에서 분석해서 신뢰성을 높이고 있는데 이들 관측점의 위치에 관계없이 일치하고 있다는 것을 알 수 있다. 음원의 발생 영역이, 전부 거의 모든 주파수가 토출 과정에서 발생하고 있다는 사실은 바로 압력 맥동이 심하게 발생하고 있는 지역에서 소음이 발생하게 된다는 것을 나타낸다.

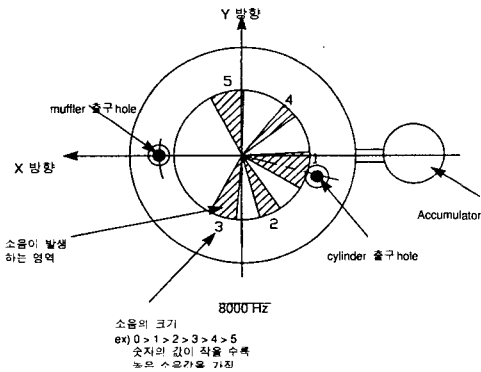


Fig. 11 Block diagram in order to analyze noise source in cylinder

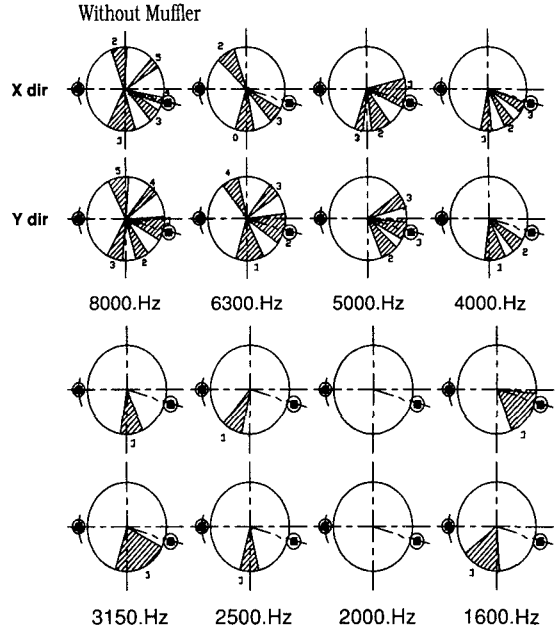


Fig. 12 Noise source without muffler

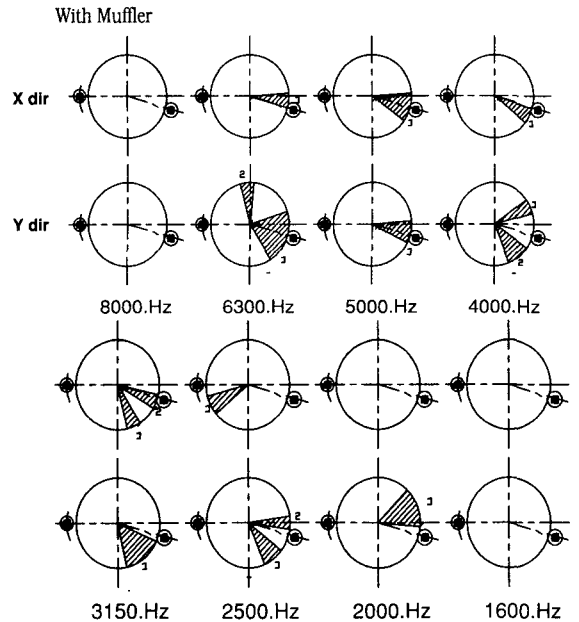


Fig. 13 Noise source with muffler



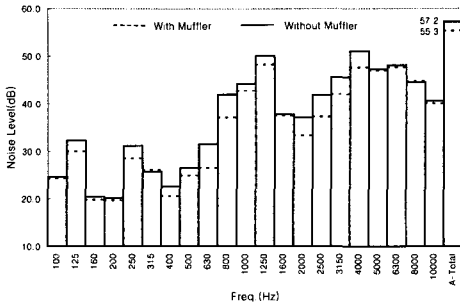


Fig. 14 Comparison noise spectrum without and with muffler(X-direction)

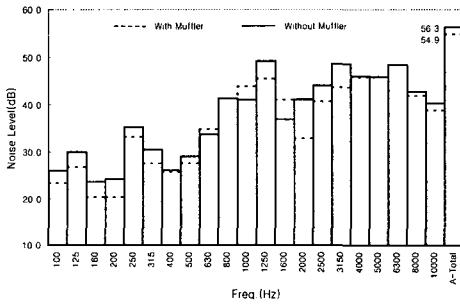


Fig. 15 Comparison noise spectrum without and with muffler(Y-direction)

아울러 주기적인 성분의 소음이나 진동이 발생하고 있다는 것을 간접적으로 보여 주는 것이다. 따라서 앞에서의 Sound Intensity와 아울러서 분석해 보면, 하부 Pumping부중에서도 토출 과정에서 발생하는 음이 가장 중요한 소음원임을 알 수 있다. Fig. 13은 머플러가 사용중일 때의 음의 발생 위치를 셀에서 분석한 결과이다. 따라서 음원의 위치가 조금씩 이동이 되어 있기도 하고, 변하지 않은 곳도 있다. 변하지 않은 곳은 음원의 존재가 지배적이었기 때문에 머플러로서 효과를 볼 수 없는 음원일 가능성이 높고, 음원이 이동된 곳은 머플러에 의해서 새로운 소음원이 형성된 곳으로 생각할 수 있다.

이상의 Sound Intensity와 시간영역 해석법에서의 결과를 종합해 보면, 압축기의 주요 소음원은 Pumping부이며, 그 중에서도 토출 과정이 가장 주요한 소음원임이 확인되었다. 이러한 결과를 가지고 효과적인 소음 저감법에 대해서 생각해 보면,

여러 가지가 있으나, 그 중에서도 압력 맥동에 대한 소음 저감이라는 면을 고려하면 효과적인 대책이 세워 질 수 있다. Fig.14, 15는 실제 로타리 압축기에서 각각 머플러가 있는 경우와 없는 경우의 X,Y방향에서 측정된 SPL(Sound Pressure Level)을 나타내고 있다. 본 논문에서의 X방향이라 함은 Accumulator를 기준으로 할 때 90°로 반시계 방향인 지점을 말하고 Y방향은 180°되는 지점을 말한다. 측정점의 위치는 압축기 중앙의 표면에서 30cm 떨어진 곳에서 마이크로폰으로 측정한다. 실제 적용한 결과 머플러가 없는 경우 보다 있는 경우가 훨씬 소음이 개선됨을 알 수 있고 앞에서 설명한 바와 같이 머플러를 장착함으로써 또 다른 소음원(1250 Hz)이 발생함을 알 수 있다. 하지만 이전의 경우보다 전체적으로 소음이 향상됨으로 이는 무시할만하다.

### 5. 결 론

지금까지 2종류의 압축기를 대상으로 2차원 Complex Sound Intensity를 측정하고 그 결과에 대해서 논의하였다. 그리고 압축기와 같이 작은 구조물을 대상으로 해서도 Intensity 기법 특히 2차원 Complex Intensity 법이 매우 유용하게 음장의 전파와 음원의 특성을 분석하는데 사용될 수 있었다. 앞 절에서 Reactive Intensity성분을 비교하면 스크롤 압축기의 경우가 신호의 주기성이 로타리 보다도 약하다는 것을 알 수 있다. 따라서 로타리의 압력 맥동이 스크롤 압축기의 경우보다도 많다는 것은 이 신호의 주기성에서도 비교가 될 수 있다.

본 논문에서는 압축기에서 음원을 찾는 방법으로 도입된 2차원 Complex Sound Intensity가 매우 유용하게 사용되었고 음장의 특성을 파악하는데도 많은 정보를 얻을 수 있었다. 그리고 Time Domain Analysis기법을 같이 합쳐서 해석한 결과로부터 더욱 상세하고 구체적인 음원의 위치를 분석할 수 있었고 이 실험으로부터도 Complex Sound Intensity 법의 유효성을 확인 할 수 있었다. 지금까지 2차원 Complex Sound Intensity를 이용한 압축기의 음장 해석결과로부터 다음과 같은 결론을 얻었다.

첫째, 압축기와 같이 작은 구조물에도 2차원 Complex Sound Intensity가 음원의 특성을 밝히는데 매우 유용한 해석법이다.

둘째, 로타리 압축기의 Reactive Intensity 해석 결과로부터, 로타리 압축기의 소음은 매우 주기성이 많은 신호가 포함이 되어 있음을 알 수 있다.

세째, 로타리 압축기의 주소음원은 실린더부를 중심으로 분포되어 있고, 또 음향 모드도 존재하고 있으며, 압력맥동 성분의 소음도 지배적임을 알 수 있다.

넷째, 스크롤 압축기에서는 하부 Shell에서는 음향 모드가 용접부의 접합점을 통한 가진으로 심하게 발생하였다.

다섯째, Time Domain Analysis를 통하여 Muffler가 소음을 저감시키고 있는 사실을 증명하였고, 이를 2차원 Complex Sound Intensity와 함께 해석한다면 매우 경제적인 측정 분석법이 될 수 있다.

### 참고문헌

1. K.Sano, K.Mitsui, "Analysis of Hermetic rolling piston type compressor noise and counter Measurement," 1986 Int. Conf. At Purdue, pp. 242~250, 1986.
2. H.Iwata, K.Sato, M.Hirabayashi, "Prediction of Noise From A Scroll Compressor," 1988 Int. Conf. At Purdue, pp. 977~986, 1988.
3. Kiyoshi Sano, Kawahara, Fujiwara, Ishii, "Experimental study for noise and vibration in Hermetic type compressor (1st report: Reduction of noise caused by resonance of each scroll compressor element)," Trans. Of the JSRAE, Vol. 14, No. 2, pp. 125~136, 1997.
4. Kiyoshi Sano, Kawahara, Fujiwara, Ishii, "Experimental study for noise and vibration in Hermetic type compressor (2st report : Noise due to cavity resonance in various compressor space)," Trans. Of the JSRAE, Vol. 14, No. 2, pp. 137~148, 1997.
5. Kiyoshi Sano, Kawahara, Akazawa, Ishii, "Experimental study for noise and vibration in Hermetic type compressor (3st report : Electro-magnetic noise for inverter driven compressor)," Trans. Of the JSRAE, Vol. 14, No. 2, pp. 149~158, 1997.
6. Kiyoshi Sano, Kawahara, Fujiwara, Ishii,

- "Experimental study for noise and vibration in Hermetic type compressor (4st report : Compressor Vibration and their transfer control)," Trans. Of the JSRAE, Vol. 14, No. 3, pp. 233~243, 1997.
7. Kiyoshi Sano, Norizaki Ishii, "Experimental study for noise and vibration in Hermetic type compressor (5st report : Enclosure construction for compressor)," Trans. Of the JSRAE, Vol. 14, No. 3, pp. 245~253, 1997.
8. J.Tichy, "Use of the complex intensity for sound radiation and sound field studies," JASA. Vol. 82, No. 1, pp. 994~1001, 1997.
9. Hidaka, Tachibana, Yano, "복소음향Intensity에 따른 음장해석," 일본음향학회지 Vol. 43, No. 12, pp. 994~1000, 1987.