

음향 에너지, 파워, 인텐시티의 능동소음제어 방법론

김 양 한*, 강 성 우**

(*KAIST 기계공학과 교수, **KAIST 기계공학과 박사과정)

1. 개 요

1934년 Paul Lueg[1]가 인간이 상상할 수 있는 비교적 단순한 방법으로 원치 않는 소리를 효과적으로 제거할 수 있는 방법을 특허출원한 것이 최초의 능동소음제어 방법이라 할 수 있으나, 그 이전에도 사실 많은 사람들이 비록 실현화 혹은 구체화를 하지는 않았을지라도 이러한 생각을 정도의 차이는 있을 것이나 시도하였을 것이란 것은 쉽게 짐작할 수 있다. 그러면, 20년 전부터 본격적으로 재시도되어 약 10여년 전부터 그 연구가 무척 활발하여진 점과, 어떠한 이유에서 비교적 많은 사람들이 전문적인 요소가 상당한 능동소음제어 개념을 쉽게 생각할 수 있었는가를 살펴볼 필요가 있을 것이다.

William Conover[2]가 1956년에 시도한 변압기 소음의 능동제어 개념(그림. 1)을 보면 이러한 의문이 쉽게 풀린다. 즉, 기본적인 아이디어는, 만일 인간이 음파의 전파현상을 감지하고 이것에 대하여 반대의 즉, 반대위상을 가진 음파를 발생시켜 보내면, 이 발생시켜 보낸 음파와 원래의 음파가 서로 중첩될 것이고 이 때 중첩된 음파가 완전히 소멸

될 수 있는 위상을 가진 음파를 계속적으로, 관찰을 통하여 조정하여, 원하는 상태를 획득하면, 즉 위상으로 얻을 수 있는 최상의 상태를 얻으면 이 획득된 제어 상태의 극대화를 위하여 비로소 이 제어음파의 진폭을 원하는 상태로 증가시키는 과정으로 요약할 수 있다. 좀 더 우리에게 쉬운 예를 들면 비록 반대의 경우이기는 하나 우리 민속놀이 가운데 널뛰기를 들 수 있겠다. 이 경우를 보면 상대편의 위상과 같은 위상의 힘을 공급하여 보다 높게 서로를 띄게 하는 동작을 반복함이 이 놀이의 궁극적인 목표이며 따라서 위상과 반대 위상을 만드는 행동을 하였을때 그만 서로의 널뛰기가 정지하여 버리는 것을 우리는 알고 있다. 이 또한 능동 제어의 좋은 예라 할 수 있겠다. 이러한 평이하기까지 한 능동소음제어의 기본 아이디어에 대한 관찰은 사실 무척 구체적으로, 또한 물리적으로 의미있게, 다시금 살펴보아야 할 사항들이 있음을 알 수 있다. 소음을 줄이고자 하는 위치 혹은 공간의 선정문제, 또한 제어용 음파가 원래 제어하고자 하는 음파와 함께 섞인 상태에서 관찰하게 됨으로서 발생하는 문제, 제어용 음원의 위치 선정에 관련된 사항 등 가관측성 및 가제어성으로 대별될 수 있는 부분과 제어대상 물리량, 즉 제어대상 가격함수 선정의 물리적 적

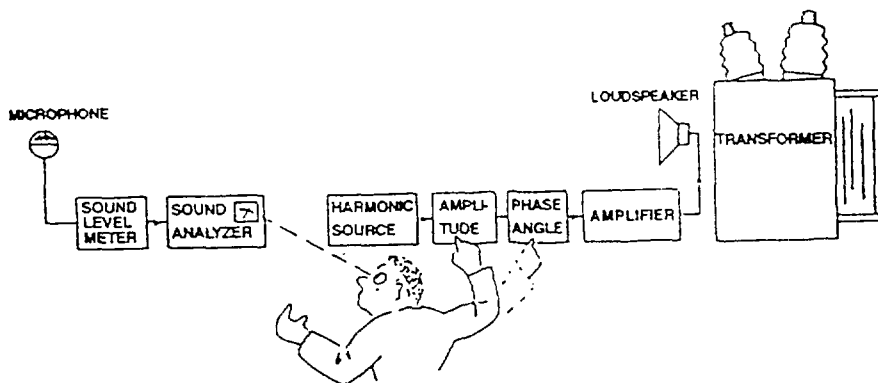


그림 1. Manually adaptive, feedforward active control system for transformer noise proposed by Conover in 1956.

합성 등이 있을 수 있다. 전술한 가간측성 및 가제어성 관련 사항은 참고문헌[3]에 비교적 상세히 기술되어 있으므로 본 고에서는 제어대상 가격함수의 선정과 관련된 음향학적 사실들을 중점적으로 다루도록 한다.

2. 음향 에너지, 파워 및 음향 인텐시티

일반적으로 임의의 음장(음이 존재하는 영역)은, 원인적 요소, 즉 음원의 운동 및 압력 변동에 의해 발생된 파동이 매질을 통하여 관측지점에서의 소리에너지 형태로 표현된다고 볼 수 있다. 음향학적으로 음원의 음파 발생 능력은 음향 파워(acoustic power), 관측지점에서의 소리는 음향 에너지(acoustic energy), 그 전달과정은 음향 인텐시티(acoustic intensity)라는 물리량들이 그 대표성을 갖고 있다 볼 수 있다. 즉, 원인과 결과면에서 볼 때, 음원의 음향 파워는 소리의 원인이고 그 결과는 음향에너지라 할 수 있으며, 그 전달과정은 음향 인텐시티 분포로 설명할 수 있다. 이러한 물리적 관찰의 논리적 오류 유무를 검증하고 총체적인 이해를 좀 더 구체적으로 이해하기 위하여 앞서 기술한 음파의 생성, 전파 등의 물리적 현상을 수학적으로 살펴보기로 한다.

음원이 임의의 운동을 하고 있는 경우(velocity source), 매질을 구성하고 있는 음원 주위의 입자로 구성된 미소 체적은 공간상의 압력 변화를 유발시키게 될 것임을 상상할 수 있다. 혹은, 원인과 결과가 서로 바뀐 형태, 즉 음원이 압력 변동에 의한 음파를 생성하고 있을 경우(pressure source)에는 전술한 물리적 인과 관계가 바뀌게 되어 이 압력 상승, 감소는 미소 매질의 탄성에 의해 복원력의 형태로 변화되어 미소 체적의 수축, 확장 작용이 수발됨과 동시에 매질의 연속체적 성질에 의하여 다음 미소 체적으로 이러한 압력 교란을 전달 시키게 된다. 압력의 증가(압축)와 감소(희박)의 반복 형태가 공간상에 전파되는 모습을 잘 알려진 바와 같이 음파라 불리어지며, 이는 매질을 통하여 전파된다. 이러한 일련의 물리적 과정에 참여하는 두 개의 중요한 변수는 음압(acoustic pressure, 주위에 대하여 국부적인 압력의 증가와 감소)과 일정한 위치에서 진동하는 입자의 속도(particle velocity)이다. 이 두 변수는 힘과 운동 사이의 관계를 규정하고 있는 뉴턴의 제 2 법칙에 의하여 오일러식(Euler equation)으로 정리 된다[4]. 즉

$$-\nabla P(\vec{r}, t) = \rho_0 \frac{\partial \vec{u}(\vec{r}, t)}{\partial t} \quad (1)$$

여기에서 ρ_0 는 매질의 밀도, $p(\vec{r}, t)$, $\vec{u}(\vec{r}, t)$ 는 임의 지점 \vec{r} , 시간 t 에서의 음압과 매질 입자의 운동속도를 의미한다. 즉, 앞서 기술한 바와 같이 식의 왼쪽 항이 음압의 공간상의 변화를 표시하고 오른쪽 항이 유체 입자의 운동을 표현하고 있음을 알 수 있다. 이 식으로부터 우리는 공간상

의 급격한 압력 변화가 빠른 유체 운동을 유발한다는 상식적인 이해를 다시금 수학적 표현으로 확인할 수 있다.

매질 내 임의 지점 \vec{r} , 시간 t 에서의 단위체적당 음향 에너지(음향 에너지 밀도, $e(\vec{r}, t)$)는 다음과 같이 표현된다.

$$e(\vec{r}, t) = \frac{1}{2\rho_0 c^2} p^2(\vec{r}, t) + \frac{1}{2} \rho_0 u^2(\vec{r}, t) \quad (2)$$

식(2)에서 첫째 항은 입자에 가해지는 외력에 의한 포텐셜 에너지(potential energy, $e_p(\vec{r}, t)$)를 의미하며, 둘째 항은 입자의 동적 에너지(kinetic energy $e_k(\vec{r}, t)$)를 의미한다. 동적 에너지는 유체 입자의 밀도에 입자 속도의 자승의 형태로 구성되어 있어 쉽게 이해가 가지만 첫번째 항은 그 물리적 이해가 쉽지는 않다. 이의 정성적인 이해를 개괄적으로 시도하여 보면, 우선 포텐셜 에너지는 유체입자로 구성된 미소체적의 체적 변화와 이때 가해진 압력과의 곱이 될 것임을 알 수 있다. 이 체적 변화는 압력 변화가 크면 클수록 클 것이며, 좀 더 정확히 표현하면 이상 기체 방정식에 의해 선형적으로 증가할 것이며, 따라서 포텐셜 에너지는 식(2)의 첫째 항과 같이 변동 압력의 제곱형태가 될 것임은 타당하다 하겠다.

또한, 음원이 놓여 있는 위치 \vec{r}_0 에서의 단위 체적당음원의 음향 파워($w(\vec{r}_0, t)$)는 음향 에너지의 방사율(단위 시간당 에너지)을 의미하므로, 즉

$$w(\vec{r}_0, t) = \frac{\partial}{\partial t} e(\vec{r}_0, t) \quad (3)$$

과 같이 표현할 수 있다. 여기서 음향 파워는 벡터량이 아님을 주목할 필요가 있다. 음의 파워가 방사되는 방향성에 대한 정보가 가치있음은 주지의 사실이며, 따라서 이러한 물리량의 표현 및 측정이 필요함을 알 수 있다.

임의 지점 \vec{r} , 시간 t 에서의 음향 인텐시티($\vec{I}(\vec{r}, t)$)는 단위 시간당, 단위 면적당 음향 에너지의 변화율, 즉 한 점에서 단위 면적을 통과하는 음향 에너지의 유동율(에너지 / (면적 * 시간) = (힘/면적) * (거리/시간) = 압력 * 속도)로서, 다음과 같이 표현된다.

$$\vec{I}(\vec{r}, t) = p(\vec{r}, t) \vec{u}(\vec{r}, t) \quad (4)$$

음향 인텐시티는 식(4)에서도 알 수 있듯이 벡터량으로서, 에너지 유입의 시간적 공간적 방향성 및 크기에 대한 표현을 완벽히 하고 있다. 즉, 시공간적으로 변하는 수많은 화살표 모양의 물리량을, 모든 소리나는 물체에서 가상적으로 관찰할 수 있음을 알 수 있다.

만일 매질 내 위치 \vec{r} , 어떠한 임의의 음원에 의하여 음향 파워 $w(\vec{r}, t)$ 가 공급되고 있는 경우, 그 미소체적에 대한 음향 에너지 균형은 열역학 제 1법칙에 의하여 다음과 같이 표현될 수 있다.

$$\frac{\partial}{\partial t} e(\vec{r}, t) = w(\vec{r}, t) - \nabla \cdot \vec{I}(\vec{r}, t) \quad (5)$$

식(5)가 의미하는 바는, \vec{r} 위치에서의 음향 에너지 밀도 ($e(\vec{r}, t)$)의 시간당 변화율은 공급되는 음향 파워 ($w(\vec{r}, t)$)와 미소체적의 표면을 통하여 출입하는 음향 인텐시티 ($\vec{I}(\vec{r}, t)$)의 공간변화량과의 차이와 균형을 이룬다는 것이다.

식(5)로서 표현되는 미소체적에 대한 음향 에너지 균형을 확장하여 음원을 둘러싸고 있는 임의의 공간(Ω)에 대하여 음향 에너지 균형을 생각하여 보면 다음과 같이 식(5)을 영역적분하여 표현할 수 있다.

$$\int_{\Omega} \frac{\partial}{\partial t} e(\vec{r}, t) dV = \int_{\Omega} w(\vec{r}, t) dV - \int_{\Omega} \nabla \cdot \vec{I}(\vec{r}, t) dV \quad (6)$$

즉,

$$\frac{\partial}{\partial t} E(t) = W(t) - \int_S \vec{I}(\vec{r}_s, t) \cdot d\vec{S} \quad (7)$$

여기에서

$$E(t) = \int_{\Omega} e(\vec{r}, t) dV \quad (8a)$$

$$W(t) = \int_{\Omega} w(\vec{r}, t) dV \quad (8b)$$

$E(t)$ 는 각 위치에서의 음향 에너지 밀도의 공간적분, 즉 영역(Ω)내 전체 음향 에너지를 의미하며, $W(t)$ 는 전체 음원의 방사 파워를, $\vec{I}(\vec{r}_s, t)$ 는 영역(Ω)을 둘러싼 면 위 각 지점 (\vec{r}_s)에서의 음향 인텐시티를 의미한다.

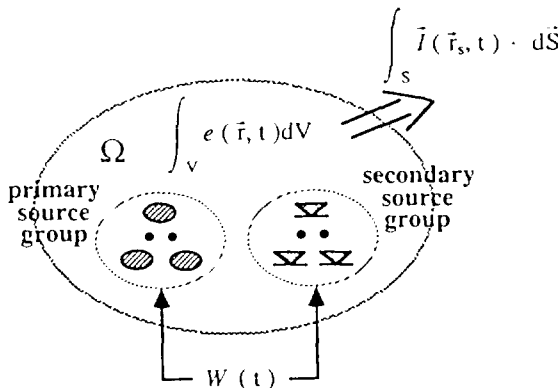


그림 2. Acoustic energy, acoustic power and acoustic intensity in an active noise control domain which has a primary source group and a secondary source group;

$$\frac{d}{dt} \int_{\Omega} e(\vec{r}, t) dV = W(t) - \int_S \vec{I}(\vec{r}_s, t) \cdot d\vec{S}$$

그림 2는 주 소음원 군과 제어음원 군으로 구성된 전형적인 능동소음제어계에 대한 음향 에너지 균형을 보여주고 있다. 즉, 음원들의 음향방사에 의해 형성되는 전체 음향 에너지의 시간당 변화율은, 음원들에 의해 투입되는 음향 파워 입력과 계의 경계면을 통해 빠져나가는 음향 파워량의 차이, 즉 순수한 음향 파워 입력과 균형을 이루게 될 수 있다.

정리하면, 임의의 음장은 1차적으로 음압과 입자속도로 표현되며, 2차적인 에너지량들로서 음향 에너지, 파워 및 음향 인텐시티에 의해 그 에너지의 흐름과 균형을 설명할 수 있는 것이다. 위와 같은 음향학적 이해를 바탕으로 할 때, 능동소음제어의 상황에서도 역시 위 물리량들 중 무엇을 제어대상으로 하느냐에 따라 여러가지 다른 현상들이 벌어질 수 있음을 알 수 있다.

다음에서는 각 물리량들이 능동소음제어 시스템에서 구체적으로, 어떻게 표현되며 구현되는가를 살펴보기로 한다.

3. 음향 에너지의 능동제어

전술하였듯이 임의 위치에서, 선형계에서의 음향에너지는 동적 에너지(kinetic energy)와 포텐셜 에너지(potential energy)로 구성된다(식(1) 참조). 실제 우리가 듣게 되는 소리는 음압의 변동량이 귀의 고막을 가진, 뇌의 청신경을 자극하여 듣게 되는 것이므로 음압자승과 관련된 음향 포텐셜 에너지를 능동소음제어의 가격함수로 설정, 음압 파동의 상쇄간섭을 이용하여 능동제어하는 것은 매우 타당하고도 직접적인 방법이라 할 수 있다. 1934년 Paul Lueg[1]의 아이디어에서도 쉽게 알 수 있듯이, 사실상 능동소음제어기술은 이 개념으로부터 시작되었으며, 가장 널리 그리고 보편적으로 사용되고 있는 방식이다. 전통적인 능동소음제어의 주제로서 다루어 왔던, 덕트 내 소음의 능동제어 방법[5-7]이 음향 포텐셜 에너지 제어의 대표적인 예라 할 수 있다. 덕트의 단면길이에 비해 긴 파장의 저주파수 소음, 즉 평면파 소음의 경우, 덕트하류 한 지점에서의 음향 포텐셜 에너지의 능동제어는 음향학적으로 하류에서의 음장 경계조건에 관계 없이 하류 전 영역에서의 음향 포텐셜 에너지 제어효과가 있기 때문에, 음향 포텐셜에너지 제어방법의 전형적인 적용 예로 연구되어 왔다.

이러한 음향 포텐셜 에너지를 가격함수로 하는 능동소음제어 방법은 다시, 흔히 '정숙 공간(zone of quiet)'라 일컬어지는, 달성하고자 하는 제어영역의 크기에 따라 국부제어(local control), 광역제어(global control) 방식으로 나누어 생각할 수 있다.

국부제어란 특정위치를 중심으로 작은 공간에 대하여 소음제어를 이루려는 것으로, 그 방법으로는 음압센서 즉, 마이크로폰(microphone)을 원하는 위치에 두고 그 지점에서의 음향 포텐셜 에너지를 최소화하도록 제어음원을 구동하는 방식으로 구현되어진다. 이 때, 형성되는 정숙 공간은

음장의 형태와 파장, 주 소음원과 제어음원의 개수, 위치, 마이크로폰의 위치 등의 복합적인 요인들에 의해 그 크기와 형태가 결정되어질 것이다. 이러한 국부제어의 경우, 제어하고자 하는 영역 이외에서는 오히려 음압이 상승할 수 있는 가능성이 존재하게 되며, 따라서 제어영역을 넓히기 위한 방법으로 여러 지점에 마이크로폰을 설치하여 각 지점에서의 음향 포텐셜 에너지 합을 최소화시키는 방법이 보편적으로 사용된다.

위와 같은 국부제어 개념의 확장이 곧 광역제어 방식이 되는데, 이론적으로 광역제어를 위한 가격함수(J)는 관심영역(Ω)내 전체지점에서의 음향 포텐셜 에너지 밀도($e_p(\vec{r}, t)$)의 적분값으로 표현할 수 있다. 즉,

$$J = \int_{\Omega} e_p(\vec{r}, t) dV \quad (9)$$

위 표현의 실현화를 위해서는 이론적으로 무한 개의 마이크로폰을 요구한다. 이는 현실적으로는, 유한한 개수(N)의 마이크로폰을 사용하여 구현하게 되고 가격 함수는

$$\hat{J} = \sum_{i=1}^N e_p(\vec{r}_i, t) \quad (10)$$

와 같이 표현되게 됨은 당연한 귀결이다. 여기서 주목할 사실은 사실 마이크로폰 개수(N)의 선정, 위치(\vec{r}_i)의 선정이 제어하고자 하는 음장과 밀접한 관계가 있으리라는 사실이다. 사실 무한히 큰 파장을 가진 음을 제어하려는 경우 단 한개의 마이크로폰이 전체 음장, 혹은 정속 공간을 대표할 수 있을 것이라는 특별한 경우를 상상하여 보면 쉽게 이해가 간다. 결국 일반적인 경우에는 음장을 구성하고 있는 음파의 주파수 성분에 따라 파장의 다양한 분포가 이루어짐을 상상할 수 있고, 결국은 이 경우 마이크로폰의 개수는 개략적으로 보면 최대 정속 공간 길이에 대한 최소 파장의 비와 관련이 있을 것임을 알 수 있다. 즉, 공간상 앨리어싱(spatial aliasing)을 피하기 위한 마이크로폰의 개수 및 배열이 필요하게 된다.

당연한 결과로서, 측정 개수의 증가에 따라 제어 시스템도 다수 입력계가 되어 점점 더 복잡하게 된다. 이러한 다수 측정에 기초한 음향 포텐셜 에너지의 광역제어 기법은 현재, 항공기[8], 자동차[9] 등에 활발히 적용 연구 중이다.

위와 같이 소음의 직접적인 요소, 음향 포텐셜 에너지($e_p(\vec{r}, t)$)를 가격함수로 하는 경우와 더불어, 최근에는 음향 동적 에너지($e_k(\vec{r}, t)$)도 포함한 제어방법에 대한 연구도 발표된 바 있다[10,11]. 이와 같이 임의지점(\vec{r})에서 음향 에너지 밀도($e(\vec{r}, t) = e_p(\vec{r}, t) + e_k(\vec{r}, t)$)를 가격함수로 하는 경우, 음향 포텐셜 에너지($e_p(\vec{r}, t)$)만을 계측하는 것에 비하여 가관측성이 증대되어 좀 더 향상된 제어 결과를 기대할 수 있으며, 6 개의 마이크로폰을 이용한 음향 에너지 밀도 센서가 제시되기도 하였다[11]. 음향 에너지 밀도 센서의 고안자는 음장 내 한 지점에서

음향 에너지 밀도를 제어하여 광역 음향 포텐셜 에너지($\int e_p(\vec{r}, t) dV$)를 제어할 수 있다고 주장하고 있으나, 이는 두 가격함수, 즉 \vec{r} 위치에서의 국부 음향 에너지 밀도($e(\vec{r}, t) = e_p(\vec{r}, t) + e_k(\vec{r}, t)$)와 광역 음향 포텐셜 에너지($\int e_p(\vec{r}, t) dV$)가 일반적으로 비례관계를 갖지 않으므로, 광역 소음제어까지를 기대하는 것에는 무리가 있다 할 것이다.

4. 음향 파워의 능동제어

이것은 음원의 방사 음향 파워를 능동적으로 제어하여 소음의 원인 자체를 줄여 보고자 하는 제어 방법으로서, 가격함수는 음원의 방사 음향 파워로 한다. 이 방법의 핵심은, 제어음원을 구동시켜 주 소음원의 음향 방사 효율을 떨어뜨림으로써 약한 방사체(weak radiator)로 변형시키는 데 있다.

이러한 음향 파워 제어 개념은 음향 에너지 제어 개념보다는 뒤늦게, 1960년대 말, 음향학에서의 Huygen의 원리[4]를 적용하여 자유공간(free field) 내 소음원을 둘러싼 표면에 무한 개의 제어음원들을 적절히 구동시키면 주 소음원의 음향방사를 이론적으로 완벽하게 억제(perfect suppression)할 수 있다는 Jessel[12]의 연구에서 그 원형을 찾을 수 있다. 그 후 1986년 Nelson과 Elliott[13]에 의해 자유공간 내 점음원의 방사 음향 파워를 가격함수로 하고, 현실적으로 불가능한 무한 개의 제어음원 대신 유한한 개수의 제어 점음원을 사용한 능동 최적화 문제(active optimization problem) 제시로부터 활발히 연구된 분야이다.

초기에 다루어졌던 점음원들에 의한 방사 소음을 유한한 개수의 점음원으로 제어하는 능동 음향 파워 제어 개념은, 1990년대에 들어서면서 임의형상의 진동 구조물의 방사 음향 파워 제어 문제로 자연스럽게 확장되어, 유한한 개수의 요소 방사체(elemental radiator)들의 조합 또는 진동 구조물의 진동 모드별 방사체(modal radiator)들의 조합 등의 해석을 통하여 자유공간에서의 그 적용 가능성이 활발히 연구 중이다[14-22].

또한, 능동소음제어에서 부가적인 제어음원으로써 전통적으로 사용되어온 스피커 대신, 구조물을 직접 능동 가진하는 방식에 대하여도 최근 많은 연구가 이루어지고 있다[17-19]. 이 때, 주의할 점은 구조물의 진동을 능동적으로 줄였다 할 지라도 구조물의 방사 음향 파워는 오히려 증가될 수 있다는 점이다[15,17]. 즉, 능동 제어의 가격함수는 구조물의 진동 에너지가 아니라 방사 음향 파워로 하는 것이 소음제어의 입장에서 타당하다고 할 수 있다. 이러한 제어 방식은 고전적 의미에서의 순수한 능동 소음 제어(ANC; Active Noise Control)란 용어와는 별도로, 구조 진동과 음향 문제를 함께 다룬다 하여 능동 구조음향 제어(ASAC; Active Structural Acoustic Control)로 일컬어지고 있다. 이러한 능동 구조음향 제어 방식에 의한 음향 파워 제어

개념은 그 이론적 해석과 더불어 최근 간단한 구조물에 대한 실험결과도 제시되고 있다.

이 분야 중 널리 연구되고 있는 한 부문은, PZT(piezoelectric ceramic transducer)[16], PVDF(polyvinylidene fluoride film)[19] 등의 재료를 응용하여 능동 구조음향 제어를 하려는 노력으로서, 외부에 마이크로폰, 스피커 등의 음향 트랜스듀서를 쓰지 않고 구조물 자체에 진동 센서, 진동 액츄에이터를 함께 붙여 '영리한 구조물(smart structure)'의 기능을 갖게하려는 시도라 할 수 있다.

음향의 성격면에서 볼 때, 음향 파워를 가격함수로 하는 제어방식에 대한 연구는 주로 야외와 같은 자유공간(free field)에서의 소음 방사 문제를 다루어 왔으며 그 이유는, 자유공간에서는 음향 포텐셜 에너지와 음원의 음향 파워 사이에 비례관계가 성립하여, 굳이 국부 제어, 광역 제어라는 개념을 생각하지 않고도 음원의 음향 파워 자체가 당연한 가격함수로 받아들여지기 때문이다. 저자들에 의한 최근의 연구[23-25]에 의하면, 자유공간 외에 음이 무수히 방사되어 모든 방향으로 같은 크기와 확률로 음향 에너지가 형성되는 확산 음장(diffuse field) 뿐 아니라 약한 댐핑을 갖는 실내 음장(lightly damped enclosure field)의 경우에도 음원의 음향 파워 제어는 간접적으로 광역 음향 포텐셜 에너지 제어 효과를 볼 수 있음이 입증되었다.

이러한 음향 파워 제어 방법은 그 연구 배경에서도 나타나듯이 음향 에너지 제어 방법에 비해 짧은 역사를 갖고 있어, 음향 에너지 제어 방법은 실제 상품화 과정까지 이루어지고 있는 반면, 음향 파워 제어기술은 현재 실험실 수준의 연구가 다양하게 진행 중이다. 음향 파워를 가격 함수로 하는 능동소음제어 방식의 경우 음향 파워의 계측이 이루어져야 함은 물론이다. 그러나 파워 계측이 음향의 경우 음압과 입자 속도의 계측을 요구하고 있고 물론 이를 위하여 상품화된 인텐시티 탐측기를 사용할 수 있다고는 하나, 측정지점(들)에서의 인텐시티 계측이 주소음원과 제어음원의 음향 파워를 대표할 수 있는 경우에 한정되는 등 많은 실제 응용을 위한 어려움이 있음 또한 사실이다.

5. 음향 인텐시티의 능동제어

전술한 음향 인텐시티의 정의(식(4) 참조)에서도 알 수 있듯이, 음향 인텐시티는 공간상 임의 지점에서의 시간당 음향 에너지의 흐름이므로, 소음 경로를 차단하고자 할 때 사용될 수 있는 능동제어의 가격함수로 가장 적합한 물리량이다. 아직 음향 인텐시티를 가격함수로 하는 능동제어 기법에 대한 연구는, 음향 에너지, 음향 파워에 대한 연구에 비해 상대적으로 많은 연구가 이루어지지 않은 상태로서, 그 특성과 적용 가능성에 대하여 좀 더 개척할 필요가 있을 것으로 보인다.

저자들의 최근 연구[26]에 따르면, 자동차 배기계와 같은 유한한 길이의 덕트경로를 따라 소음이 전파되어 덕트 끝

으로부터 외부 환경으로 방사되는 소음 문제의 경우, 즉 덕트계로부터 외부계로의 시간당 음향 에너지 흐름이 있는 경우, 덕트계 하류에서의 음향 인텐시티 제어에 의해 그 소음을 덕트 내부로 가두어 외부환경으로의 소음 방출을 효과적으로 차단할 수 있음이 유도되었다. 유사한 시기에 Swanson et al.[27,28]은 일반적인 3차원 공간에서의 음향 인텐시티 제어를 적용하기에 앞서 1차원 덕트 음장에서의 이산 적용제어 알고리즘을 개발, 양단 밀폐된 덕트에 대하여 실험결과를 제시한 바 있다. 그러나 Swanson et al.이 주장하듯이 밀폐공간 내 한 지점에서의 음향 인텐시티 제어를 통하여 전체공간에서의 음압레벨, 즉 광역 음향 포텐셜 에너지를 제어할 수 있다는 논지에는 음향학적으로 논란이 있을 수 있다. 이는, 3장에서도 언급하였듯이 Sommerfeldt et al.[10,11]에 의해 제시된 한 지점에서의 음향 에너지 밀도를 가격함수로 하여 광역 소음을 제어할 수 있다는 방법론과 같은 맥락에서 그 이유를 쉽게 찾을 수 있다. 즉, 공간 내 한 지점에서의 음향 인텐시티와 광역 음향 포텐셜 에너지 사이에는 일반적으로 비례관계가 성립하지 않기 때문이다. 다시 말해서, 국부적인 음향 인텐시티를 줄였다고 해서 광역 음향 포텐셜 에너지도 함께 감소하기를 기대할 수는 없기 때문이다.

음향 인텐시티는 음향학적으로 음향파워와 밀접한 관계를 지니고 있으므로, 음향 인텐시티의 능동 제어 개념은 4장에서의 음향 파워 제어 개념과 연계할 필요가 있으며, 소음 전달 경로의 차단성 등에 대하여 좀 더 지속적인 연구가 이루어져야 할 것으로 보인다.

6. 결 론

이상과 같이 능동 소음 제어에 있어서, 음향 에너지, 파워, 인텐시티 등 음장 혹은 음원을 표현하는 물리량들을 통하여 제어 가격함수로서의 각 의미를 살펴보았다. 정리하면 이 세 가지 물리량은 서로 음향에너지의 균형이라는 물리적 법칙에 의하여 서로를 단단히 규제하고 있으며, 따라서 이론적으로는 이 중 어느 두 개의 물리량을 제어하여도 나머지 한개의 물리량은 제어된다고 할 수 있다. 그러나 음장, 음원을 오묘없이 대표할 수 있는 이러한 물리량들이 모두 음장의 기하학적인 부피, 파장, 주파수, 경계조건 등과 관련이 있고, 특히 제어하려는 공간은 파장에 대하여, 제어 대상의 시간적인 측정은 주파수에 대하여 관찰되어야 함을 정성적으로 이해하였다. 음향 에너지의 제어 개념 즉, 음향 에너지를 가격 함수로 하는 제어 방법은, 원하는 정숙공간(zone of quiet)을 제어할 때 그 적절성이 있음을 보았으며, 음향 파워는 그 물리량 자체가 어떤 음원의 특성을 표현하고 있으므로 제어에 의하여 방사 효율을 감소(weak radiator) 시키고자 할 때 가장 자연스러운 가격 함수가 됨을 살펴보았다. 또한 음향 인텐시티라는 물리량은 음향 에너지의 전달 특성을 대표하는 특성임을 살펴보고, 따라서 소음 전

파의 감소(noise transmission reduction)를 위한 제어 가격 함수로의 당위성을 확인하였다. 이러한 모든 제어 방법들이 사실은 가관측성 및 가제어성을 가져야 함은 주지의 사실이며, 음향 파워나 인텐시티를 가격 함수로 하는 제어 방법의 경우 가관측성상의 문제점들로 인하여 그 현실성이 아 직은 거리가 있다 하겠다.

참 고 문 헌

- [1] P. LUEG 1936 Process of silencing sound oscillations. US Patent No. 2,043,416.
- [2] W. B. CONOVER 1956 *Noise Control* 2, 78-82, Fighting noise with noise.
- [3] P. A. NELSON and S. J. ELLIOTT 1992 *Active Control of Sound*, Academic Press, London.
- [4] A. D. PIERCE 1989 *Acoustics : An Introduction to its physical properties and applications*, McGraw-Hill, New York.
- [5] J. TICHY, G. E. WARNAKA, and L. A. POOLE 1984 *ASME Journal of Vibration, Acoustics, Stress Reliability in Design* 106, 399-404, A study of active control of noise in ducts.
- [6] R. F. La FONTAINE and I. C. SHEPHERD 1985 *Journal of Sound and Vibration* 91, 351-362, An experimental study of a broadband active attenuator for cancellation of random noise in ducts.
- [7] ANTHONY C. ZANDER and COLLIN H. HANSEN 1993 *Journal of Acoustical Society of America* 94(2), 841-848, A comparison of error sensor strategies for the active control of duct noise.
- [8] S. J. ELLIOTT, P. A. NELSON, I. M. STOTHERS and C. C. BOUCHER 1990 *Journal of Sound and Vibration* 140, 219-238, In-flight experiments on the active control of propeller-induced cabin noise.
- [9] D. C. PERRY, S. J. ELLIOTT, I. M. STOTHERS and S. J. OXLEY 1989 *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers Conference on Automotive Electronics* 150-163, Adaptive noise cancellation for road vehicles.
- [10] S. D. SOMMERFELDT and P. J. NASHIFF 1994 *Journal of Acoustical Society of America* 96, 300-306, An adaptive filtered-x algorithm for energy-based active control.
- [11] S. D. SOMMERFELDT, J. W. PARKINS and Y. C. PARK 1995 *Active 95*, Newport Beach, USA, 477-488, Global active noise control in rectangular enclosures.
- [12] M. J. M. JESSEL 1968 *Proceedings of the 6th International Congress on Acoustics*, Tokyo, Paper F-5-6, 82, Sur les absorbeurs actifs.
- [13] P. A. NELSON and S. J. ELLIOTT 1986 *Journal of Sound Vibration* 105, 173-178, The minimum power output of a pair of free field monopole sources.
- [14] L. SONG, G. H. KOOPMANN and J. B. FAHNLIN 1990 *Journal of Acoustical Society of America* 89, 2786-2792, Active control of the acoustic radiation of a vibrating structure using a superposition formulation.
- [15] J. PAN, S. D. SNYDER, C. H. HANSEN and C. R. FULLER 1992 *Journal of Acoustical Society of America* 91, 2056-2066, Active control of far field sound radiated by a rectangular panel-A general analysis.
- [16] R. L. CLARK and C. R. FULLER 1992 *Journal of Acoustical Society of America* 91, 3321-3329, Modal sensing of efficient acoustic radiators with PVDF distributed sensors in active structural acoustic approaches.
- [17] V. L. METCALF, C. R. FULLER, R. J. SILCOX and D. E. BROWN 1992 *Journal of Sound and Vibration* 153, 387-402, Active control of sound transmission /radiation from elastic plates by vibration inputs, II: Experiments.
- [18] K. NAGHSHINEH and G. H. KOOPMANN 1992 *Journal of Acoustical Society of America* 92, 856-870, A design method for achieving weak radiator structures using active vibration control.
- [19] R. L. CLARK and C. R. FULLER 1992 *Journal of Acoustical Society of America* 91, 3313-3320, Experiments on active control of structurally radiated sound using multiple piezoceramic actuators.
- [20] J. A. GIORDANO, K. A. CUNEFARE and G. H. KOOPMANN 1993 *ASME Journal of Vibration and Acoustics* 115, 53-58, An experiment on optimization of active noise control on a three-dimensional extended radiator.
- [21] J. MILLARD and C. R. FULLER 1994 *Journal of Acoustical Society of America* 95, 3252-3261, Advanced time domain wave-number sensing for structural acoustic system. I. Theory and design.
- [22] T. S. SONG, G. P. GIBBS and C. R. FULLER 1995 *Proceedings of the 13th International Modal Analysis*. Vol. I, 532-538, Analysis and determination of microphone sensor locations for active structural acoustic control.
- [23] SEONG-WOO KANG and YANG-HANN KIM 1995 *Active 95*, Newport Beach, USA, 465-476, Active global noise control by sound power.
- [24] SEONG-WOO KANG and YANG-HANN KIM 1995

submitted to *Journal of Sound Vibration*, Possibility on global noise reduction by active sound power control.

[25] SEONG-WOO KANG and YANG-HANN KIM 1995 submitted to *Journal of Sound Vibration*, Causally constrained active sound power control.

[26] SEONG-WOO KANG and YANG-HANN KIM 1994 submitted to *Journal of Sound Vibration*, Active intensity control for the reduction of radiated duct

noise.

[27] D. C. SWANSON 1994 *Proc. of Internoise 94*, Yokohama 1253-1258. Active control of acoustic intensity using a frequency domain filtered-x algorithm.

[28] K. M. REICHARD, D. C. SWANSON and S. C. HIRSCH 1995 *Active 95*, Newport Beach, USA, 395-406. Control of acoustic intensity using frequency domain filtered-x algorithm.

저 자 소 개



김안한(金樑漢)

1950년 8월 21일생. 1977년 서울대 공대 조선공학과 졸업. 1985년 MIT. 소음/진동(공박). 1986년 9월 - 86년 12월 과학기술대학 기계·재료공학부장. 1988년 3월 - 89년 2월 과학기술대학 Mechatronics 전공주임. 1989

년 11월 - 90년 8월 과학기술대학 기계공학과 학사과정주임교수. 1984년 11월 - 85년 2월 과학기술대학 전임강사. 1985년 3월 - 89년 2월 과학기술대학 조교수. 1989년 3월 - 현재 KAIST 기계공학과 부교수, 교수.



강성우(姜聲宇)

1968년 3월 3일생. 1990년 2월 연세대 공대 기계공학과 졸업. 1992년 2월 KAIST 기계공학과 졸업(석사). 1992년 3월 - 현재 KAIST 기계공학과 박사과정.