

# 시공간 함수를 이용한 운전중인 기계의 소음발생 기구 해석

大久保 信行

## Analysis on Noise Generating Mechanism of Machine in Function of Time and Space under Operating Condition

Nobuyuki Okubo



- 大久保 信行 [중앙대(일본) 정밀기계 공학과]
- 1947년생
- 소음진동문제에 관심을 가지고 있으며, 특히 모드시험과 관련된 연구를 많이 수행하고 있음.

### 1. 머리말

현대의 기계장비들은 고성능에 대한 요구뿐만 아니라 저소음/저진동에 대한 요구도 충족시켜야 한다. 실제로, 사용자들은 산업기계, 자동차, 소비재 상품 등을 구입할 때 흔히 소음의 정도를 고려하여 제품을 선택하게 된다.

운전조건하에서의 소음은 가진원에 의한 진동으로부터 야기된 구조기인소음(structure born sound)과 음원으로부터 직접 야기된 공기기인소음(air born sound)으로 분류될 수 있다. 따라서 전체 소음은 구조기인소음과 공기기인소음의 중첩으로 형성되며, 효과적인 소음감소를 위해서는 기여도의 우선순위에 따라 각 근원들이 얼마만큼 기여하고 있는지를 파악하여 대책을 마련하는 것이 중요하다.

앞서 행하여진 연구들을 살펴보면, 주파수

응답함수를 이용한 구조기인소음 계산,<sup>(1-3)</sup> 신호처리기술을 이용한 구조기인소음의 분리,<sup>(4)</sup> 또는 방사된 음압분포를 가속도응답으로부터 예측<sup>(5)</sup>하는 연구 등이 있다.

그러나 현실적으로는 수 많은 진동소음원이 있게 마련이고, 모터와 같이 하나의 진동원일지라도 여러 개의 지지대를 통하여 주구조물에 설치되는 경우가 많다. 종전의 연구 방법들은 서로 독립적인 진동소음원의 숫자와 그 위치를 알고 있다고 가정하고 있기 때문에 현실적인 적용에는 어려움을 갖고 있다.

이 글에서는 먼저 독립적인 진동소음원의 수를 알아내기 위하여 가속도와 음압 응답들에 대해 주성분해석법(PCA ; principal component analysis)을 적용하였다.<sup>(6)</sup> 그리고, 진동원과 가속도 사이의 주파수응답함수를 미리 측정된 후 운전조건하에서의 가속도응답을 이용하여 입력신호를 추정하였다. 마지막으로, 위에서와 마찬가지로 미리 측정해

둔 관측점에서의 음압과 입력신호 사이의 주파수응답함수를 사용하여 구조기인소음과 공기기인소음을 분리하였으며, 각 주파수에서의 기여율을 계산하였다.

독립적인 진동소음원에 대한 예측의 정확도를 시험하기 위해 두 개의 진동원과 하나의 음원을 갖는 평판을 대상으로 실험하였다. 또한 경계요소법(BEM; boundary element method)을 적용하여, 평판의 진동응답에 대한 방사음압분포를 예측하고, 공기기인소음을 분리하였다.<sup>(7)</sup>

한편, 현대의 기계장비들은 내부에 많은 모터, 액츄에이터 등을 포함하고 있는데, 이들 각각은 진동소음원이 되고 있으며, 한 운전주기내에 서로 다른 시간의 함수로 구동되므로, 방사되는 음장은 결과적으로 시간 및 공간의 함수로 변하고 있다. 이렇게 특성이 시간에 따라 변화하는 상황에서는 오랜 시간 동안의 측정을 시간영역에서 평균화하는 스펙트럼분석은 곤란하다.

그러므로 위에서 언급한 방법은 크기 및 주파수성분이 급속히 변하는 응답을 해석하는데 사용될 수 있도록 단시간 주성분해석법으로 확장되어야 한다. 또한 그래픽 장치를 이용하여 변화하는 응답을 가시화함으로써, 한 주기 동안에 어떤 변화가 일어나고 있는지를 더 명확하게 이해할 수 있다.<sup>(8)</sup>

## 2. 주성분해석법에 의한 진동 소음원 규명

다입력-다출력계의 경우, 측정된 응답신호들간 각 주파수에서 자기, 상호 파워스펙트럼들로 구성된 행렬( $[G_{xx}]$ )은 식 (1)과 같이 고유치행렬( $[G_{ff}]$ )과 고유벡터행렬( $[A]$ )로 분해될 수 있다.

$$[G_{xx}] = [A][G_{ff}][A]^h \quad (1)$$

여기서,  $h$ 는 공액복소수 전치(transposition) 행렬을 나타낸다. 이 분해법을 주성분해석법

이라고 하는데, 여기서 고유치는 주성분 파워스펙트럼을 나타낸다.

독립적인 진동소음원의 수는, 측정점 수가  $p$ 인 경우,  $p \times p$ 크기의 파워스펙트럼행렬을 분해하여  $p$ 개의 고유치를 구하고 이들 중에서 상대적으로 작은 고유치 개수  $q$ 를 정하면,  $(p-q)$ 로 결정된다.

구조기인소음과 공기기인소음이 동시에 발생하는 경우 공기기인소음이 구조물의 진동을 유발하지는 못한다고 가정할 수 있으므로, 진동원은 가속도응답에 대한 주성분해석법으로써 결정할 수 있으며, 전체 음원의 수는 측정된 음압 응답으로부터 구할 수 있다.

그림 1은 전형적인 실험장치를 보여주고 있다. 자유-자유 경계조건의 아크릴판을 두 개의 전동식(electrodynamic) 가진기로 가진하였으며(가진원), 또한 판 근처에는 음원용 스피커를 한 개 설치하였다. 한편, 가진기 자체의 소리가 방사되지 않도록 가진기는 밀봉하였다. 따라서, 구조기인소음은 평판에 의해, 공기기인소음은 스피커에 의해 방사되어진다. 그림에서 보는 바와 같이 다섯 개의 가속도계와 다섯 개의 마이크로폰을 일렬로 설치하였다.

두 개의 가진기가 서로 상관관계가 없는 랜덤 신호로 구동되어 두 개의 독립적인 진

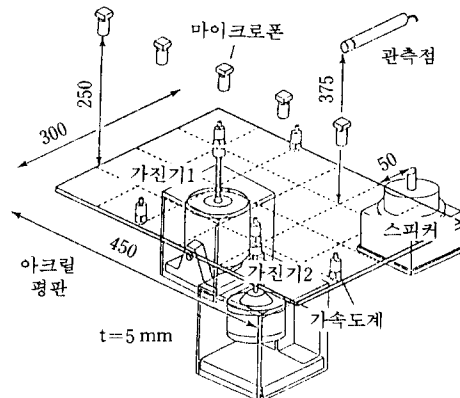


그림 1 평판 실험장치

동원으로 작용하고 스피커도 또한 상관관계가 없는 음원으로 작용할 때, 다섯 개의 가속도신호로부터 각 주파수에 따라 계산된 고유치가 그림 2(a)에 보여지고 있는데, 보여진 주파수 범위에서는 두 개의 큰 고유치를

갖고 있음을 알 수 있다. 한편, 그림 2(b)는 다섯 개의 음압응답으로부터 구한 것인데 세 개의 큰 고유치가 있음을 나타내고 있다. 이로부터 두 개의 진동원이 두 개의 구조기인 소음을 유발하였고, 한 개의 음원이 한 개의 공기기인 소음을 발생시켰다고 결론지을 수 있다.

단지 1개의 동일한 랜덤신호에 의해 두 가진기와 스피커가 구동되어질 경우의 다섯 개 음압응답들에 대한 주성분분석결과는 그림 2(c)에 나타난 바와 같이 단지 하나의 고유치만이 지배적임을 알 수 있다.

### 3. 주파수응답함수를 이용한 소음발생 기구 분석

#### 3.1 진동원의 가진력 규명

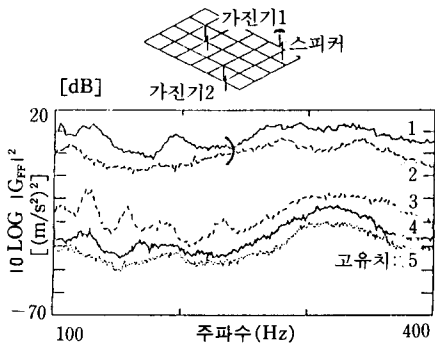
가속도와 음압응답들에 주성분해석법을 적용함으로써 독립적인 진동원과 음원의 숫자를 구할 수 있었다. 다음 단계는 각 진동소음원들이 관측점에서의 전체소음에 얼마만큼 기여를 하고 있는지를 계산하는 것이다.

만약 기계장치가  $m$ 개의 진동원과  $n$ 개의 음원을 갖고 있으면,  $i$ 점에서의 가속도응답  $X_i(\omega)$ 와  $l$ 점에서의 음압  $Y_l(\omega)$ 은 진동원과 소음원 사이에 선형 독립성을 가정함으로써, 다음과 같이 쓸 수 있다. 여기서  $F$ 는 입력 힘을,  $P$ 는 입력음압을 나타낸다.

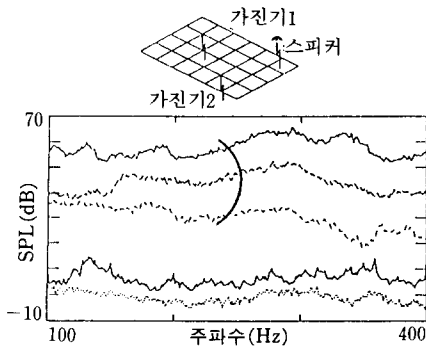
$$X_i(\omega) = \sum_{j=1}^m H_{ij}^{vv} \cdot F_j(\omega) + \sum_{k=1}^n H_{ik}^{va} \cdot P_k(\omega) \quad (2)$$

$$Y_l(\omega) = \sum_{j=1}^m H_{lj}^{av} \cdot F_j(\omega) + \sum_{k=1}^n H_{lk}^{aa} \cdot P_k(\omega) = Y^v(\omega) + Y^a(\omega) \quad (3)$$

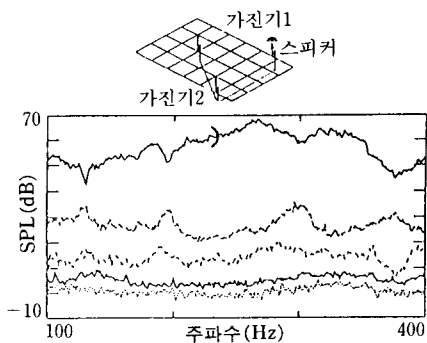
여기서,  $H_{ij}^{vv}$ 는  $F_j$ 와  $X_i$  사이의 주파수응답 함수,  $H_{ik}^{va}$ 는  $P_k$ 와  $X_i$  사이의 주파수응답 함수,  $H_{lj}^{av}$ 는  $F_j$ 와  $Y_l$  사이의 주파수응답 함수,  $H_{lk}^{aa}$ 는  $P_k$ 와  $Y_l$  사이의 주파수응답 함수를 나타내며, 위첨자  $v$ 는 진동을,  $a$ 는 음압을 나



(a) 가속도(입력3개)



(b) 음압(입력3개)



(c) 음압(입력1개)

그림 2 주성분 해석

타낸다.

많은 경우에 그러하듯이, 음원에 대한 가속도응답이 진동원에 의한 것보다 훨씬 작아서 무시할 수 있다면, 식 (2)는 다음과 같이 근사화할 수 있다. 즉,

$$X_i(\omega) \approx \sum_{j=1}^m H_{ij}^{vv} \cdot F_j(\omega) \quad (4)$$

식 (4)에서  $H_{ij}^{vv}$ 는 진동원으로부터 주구조물로의 전달경로로서 지지대를 가진하기 전에 미리 충격해머나 가진기로 측정하여 둔다. 독립적인 진동원의 수  $m$ 보다 큰  $l$ 개 측정점에서의 운전중 가속도응답  $\{X(\omega)\}$ 로부터, 입력힘  $\{F(\omega)\}$ 를 최소자승법으로 구할 수 있다. 즉,

$$\{X(\omega)\} = [H^{vv}]_{l \times m} \{F(\omega)\} \quad (5)$$

$$\{F(\omega)\} = ([H^{vv}]^h [H^{vv}])^{-1} \cdot [H^{vv}]^h \{X(\omega)\} \quad (6)$$

### 3.2 운전조건하에서의 구조기인소음과 공기기인소음

운전조건하에서  $\{F(\omega)\}$ 를 구한 후, 식 (3)을 이용하여  $H_{ij}^{av}$ 를 앞에 곱하여 구조기인소음  $Y^v(\omega)$ 를 구할 수 있으며, 전체음압  $Y_i(\omega)$ 로부터  $Y^v(\omega)$ 를 빼면 공기기인소음  $Y^a(\omega)$ 를 구할 수 있다.

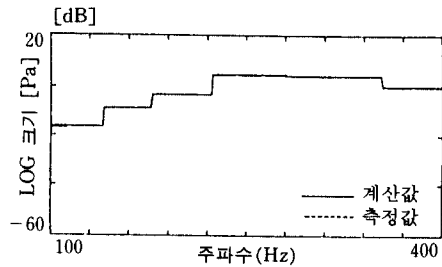
이 방법을 앞에서의 실험장치에 적용하였다. 먼저 가진기 1과 2를 독립적으로 구동하여 두 개의 가진입력과 독립적 진동원 수보다 많은 네 개의 가속도신호 사이에 8개의 주파수응답함수를 구하였다. 또한 두 개의 가진입력과 그림에 나타낸 관측점에서의 음압 사이에 두 개의 주파수응답함수를 구하였다.

위에서 언급한 가진력규명 방법과 관련하여 운전조건하에서 추정된 힘은(가진기 1, 2와 스피커 각각에 3개의 서로 상관관계가 없는 유사랜덤신호가 동시에 공급된 경우) 실제로 로드셀에 의해 측정된 값과 잘 일치하고 있다.

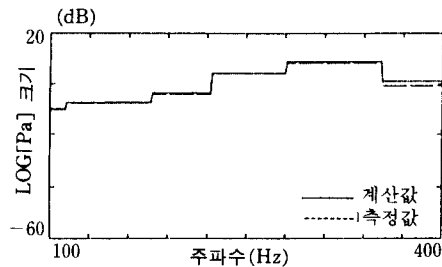
가진기 1, 2 지점에서 추정된 가진입력을

기초로, 1, 2 지점이 동시에 작동하고 있는 운전조건하에서 측정점에서의 구조기인소음을 1/3 옥타브로 계산한 결과, 그림 3(a)와 (b)의 실선과 같이 나타나고 있다. 이 값들을 가진기들이 각각 구동될 때의 측정값과 비교하였는데(점선) 아주 잘 일치하고 있다.

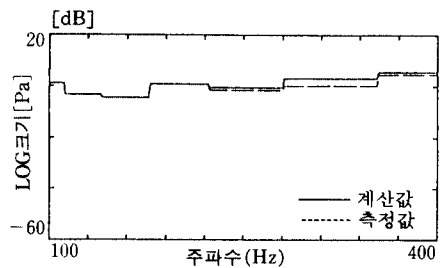
또한 운전조건하에서의 전체음압과 계산된 구조기인소음의 차이를 구하여 공기기인소음을 예측한 결과 그림 3(c)에 실선으로 나타낸 바와 같다. 이 값은 단지 스피커만 구동하였을 때의 결과(점선)와 잘 일치하고 있다.



(a) 가진기1



(b) 가진기2



(c) 스피커

그림 3 음압의 추정치 및 측정치

### 3.3 각 음원의 기여율

그림 4(a)는 운전조건하에서의 두 진동원과 하나의 음원 각각의 기여율을 구한 것인데, 임의의 1/3 옥타브대역에서 어떤 것이 지배적인지 명확히 보여주고 있다. 이 경우, 가진기 1, 2와 스피커는 서로 독립적인 근원으로서 서로 상관관계가 없는 신호에 의해 구동되었다. 한편, 가진기 1, 2와 스피커가 같은 입력에 의해 구동되는 경우, 즉 하나의 진동원이 가진기 1, 2가 평판에 연결되었던 두 지점에 연결되어 가진하고 있고 공기기인 소음도 또한 직접 발생시키는 경우의 기여율은 그림 4(b)와 같다.

전체 주파수 대역에 걸쳐서 입력 크기는 동일하지만, 그림 4(a)에서 보는 바와 같이 각 근원의 기여율은 모든 1/3 옥타브영역마다 다르다. 그러한 현상을 조사하기 위하여

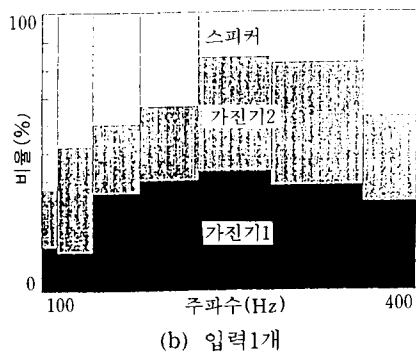
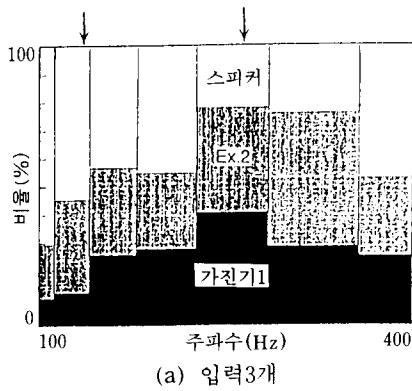


그림 4 가진기 1, 2와 스피커의 기여율

유한요소해석을 통하여 평판의 공진주파수 134 Hz와 280 Hz에서의 진동모드형상을 구한 결과는 그림 5와 같다. 이는 측정된 결과와 잘 일치하였다.

측정에 의하든지 유한요소해석에 의하든지 일단 평판의 가속도응답이 구해지는 경우, 이 진동에 의한 음향방사를 해석하기 위해서는 경계요소법 방법이 유용하다. 평판의 두 모드형상에 대하여, 평판위의 음압 분포를 예측한 결과는 그림 6(a), (b)와 같다.

전체 음압은 구조기인소음과 공기기인소음의 선형 중첩으로 얻을 수 있으므로, 스피커에 의한 음압 분포를 예측하여 위에서 구해진 구조기인소음에 합한 결과는 그림 6(c), (d)와 같다.

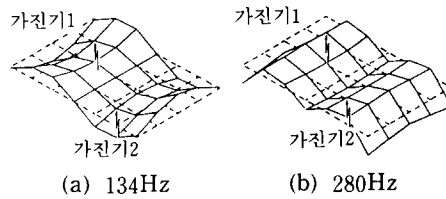


그림 5 평판의 진동모드형상

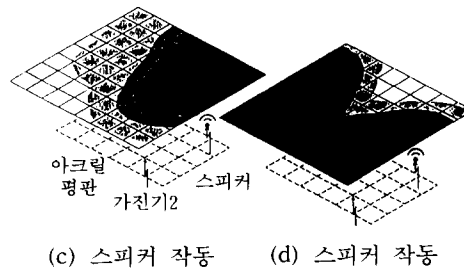
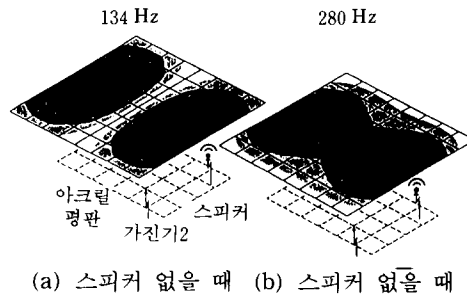


그림 6 방사 음압 분포

134 Hz 모드형상에서는 스피커의 영향이 평판진동의 영향보다 훨씬 크게 나타나는데, 이 결과로부터 그림 4(a)에서 왜 스피커가 주파수 주위에서 지배적인지에 대한 설명이 가능하다. 280 Hz 모드형상에서는 스피커의 영향이 기여율을 설명할 수 있을 정도로 크지는 않다.

#### 4. 시간 및 공간 영역에서 변화하는 시스템

주파수성분이 변하거나 가진력입력의 위치가 변하는 시스템을 그림 7과 같이 구현하였는데, 네 변이 고정된 평판을 가진기 A, B가 가진하고 있다. 가진기는 밀봉되어 있어 소음은 평판의 진동에 의해서만 방사되고 있다.

평판은 135~195 Hz 사이에 인접한 두 공진점을 갖는데, 하나는 '3, 1' 굽힘모드이고, 다른 하나는 '2, 2' 비틀림모드이다. 가진기 A는 비틀림모드의 마디(node)에 설치되었으며 반대로 가진기 B는 굽힘모드의 마디에 설치되었다. 즉 가진기 A는 주로 굽힘모드를 가진하고, B는 비틀림모드를 가진하게 하였다.

가진기들의 입력신호는 그림 8(a)와 같은데, 처음 T1구간에서는 가진기 A만 구동되

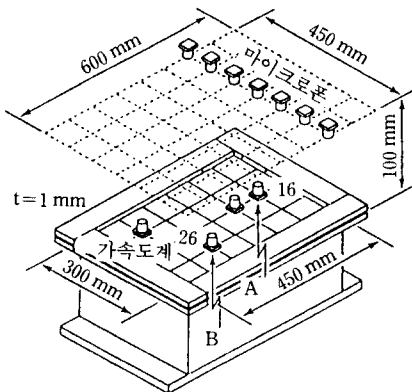


그림 7 시공간적 변화 시스템

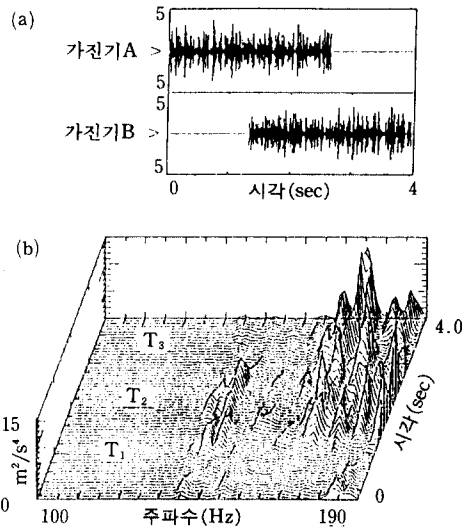


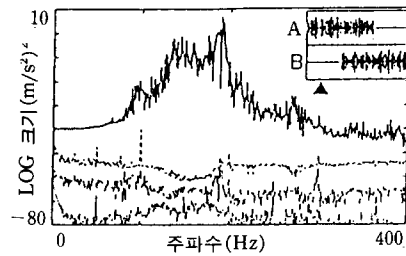
그림 8 (a) 입력 신호 (b) 가속도 응답

며, 다음 T2구간에서는 A와 B가 같이 구동되고, 마지막으로 T3구간에서는 가진기 B만 구동되도록 하였다. 결과적으로 평판의 가속도는 그림 8(b)에 보인 바와 같이 0~4 초 사이의 1운전주기 동안 복잡하게 변화한다.

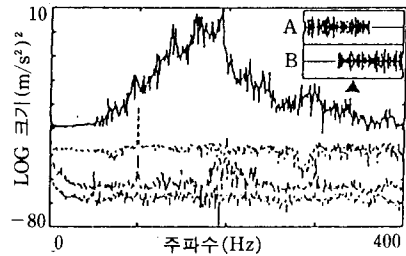
#### 5. 단시간 주성분해석

가속도와 음압이 시간에 따라 변하고 있을 때라도, 0~4초 사이의 긴 시간영역신호를 몇 개의 연속적인 구간으로 나누면 단시간 푸리에 변환이 가능하다. 그리고 각 구간에 대한 적절한 트리거링(triggering)에 의해 여러 운전주기에 걸쳐서 평균을 구함으로써 주성분해석법을 적용할 수 있다.

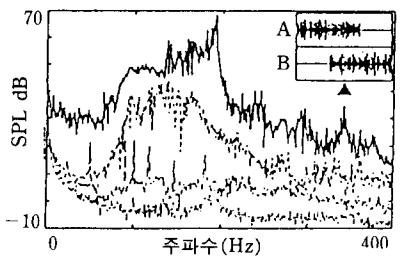
그림 9(a)는 평판위의 네 지점에서 T1구간 동안 측정된 가속도 응답에 대한 전형적인 주성분해석 결과를 보여주고 있는데, 분석주파수 범위내에서는 단지 하나의 고유치가 지배적임을 알 수 있다. 이것은 T1구간에서는 단지 하나의 진동원이 존재함을 의미하고 있다.



(a) 가속도신호 : T<sub>1</sub>



(b) 가속도신호 : T<sub>2</sub>



(c) 음압신호 : T<sub>2</sub>

그림 9 단시간 주성분 해석

두 가진기가 모두 작동하는 T<sub>2</sub>구간에서도 그림 9(b)에서 보는 바와 같이 단시간 주성분분석결과는 여전히 단지 하나의 진동원만 존재하는 것으로 나타나는데, 이는 가진기 A와 B 입력 사이의 관계가 전체 평균화시간에 걸쳐 항상 일정하기 때문이다.

또한 음압응답들로부터의 단시간 주성분분석도 같은 결과를 보였다. 그러나 음원 하나가 운전주기와 상관관계없이 T<sub>2</sub>구간에서만 작동하는 경우의 음압응답들에 대한 단시간 주성분분석 결과는 그림 9(c)에서 보여주는 바와 같이 두 개의 음원이 있음을 나타내고 있다.

## 6. 진동 및 음압 분포의 가시화

최근 개발된 고기능 측정장비들을 이용하면 운전조건하에 있는 기계장치의 응답인 가속도와 음압을 함께 측정하는 것이 가능하다. 예를 들어 그림 10(a)와 (b)는 각각 구간 T<sub>1</sub>과 구간 T<sub>2</sub> 동안의 어느 한 순간에 평판이 갖는 과도적 진동형상의 가시화결과를 보여주고 있다. 위에서 지적한 대로, 구간 T<sub>1</sub>에서는 굽힘모드형상이 지배적인 반면, 구간 T<sub>2</sub>에서는 비틀림모드가 지배적이다.

일단 임의의 순간에서의 진동형상이 알려지면, 경계요소법을 통하여 평판위에 형성되는 구조기인소음의 음압분포를 그림 10(c)와 (d)에 보여주고 있듯이 예측할 수 있는데, 실제로 마이크로폰을 이용하여 측정된 결과와 잘 일치하고 있다.

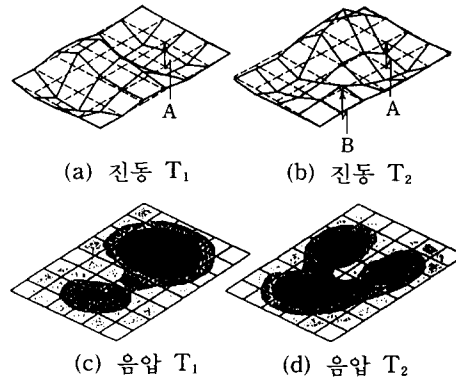
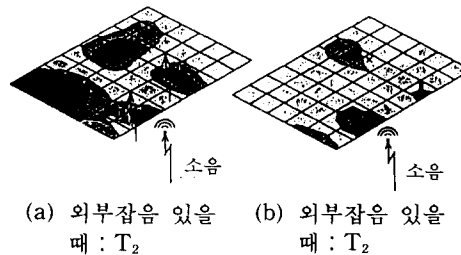


그림 10 과도적 진동 및 음압 분포의 가시화



(a) 외부잡음 있을 때 : T<sub>2</sub> (b) 외부잡음 있을 때 : T<sub>2</sub>

그림 11 잡음 섞인 공기기인소음

이 방법은 또한 가진기입력신호와 상관관계가 없는 신호로 구동되는 스피커에 의해 방사되는 공기기인소음과 구조기인소음이 섞였을 때 이들을 분리하는데 적용될 수 있다. 그림 11(a)는 실제로 측정된 전체 음압에서 평판 진동에 의해 방사되는 구조기인소음을 제거한 결과를 보여주고 있다. 또한 그림 11(b)는 평판의 진동없이 스피커만 구동될 때의 공기기인소음 분포를 보여주고 있는데, 예측 결과와 잘 일치하고 있다.

을 때에도 적용할 수 있다.

## 후 기

이 글은 1995년도 우리 학회 동역학 및 제어부문 학술대회에서 영어로 강연된 내용으로서 한국과학기술원 기계공학과 김광준 교수와 조대현 대학원생에 의해 국문으로 번역되었다.

## 참고문헌

### 7. 맺음말

(1) 운전조건하에서의 가속도 및 음압 응답들에 주성분해석법을 적용하여 독립적인 진동소음원의 수를 구할 수 있다.

(2) 미리 측정된 가진입력과 가속도응답 사이의 주파수응답함수를 이용하면 가속도응답으로부터 운전조건하에서의 가진입력을 구할 수 있다. 그런 후 가진입력과 관측점음압 사이의 주파수응답함수와 전단계에서 계산된 가진입력으로부터 구조기인소음을 계산할 수 있다.

(3) 계산된 구조기인소음을 전체음압으로부터 제거하면 공기기인소음을 구할 수 있으며, 이 결과 각 근원의 기여율을 구할 수 있다.

(4) 이 방법은 과도적 소음과 같이 주파수 성분과 진동원 및 음원의 위치가 변하고 있

- (1) Ohishi, et al., 1989, *Trans. JSME*, 55-518, C, p. 2534.
- (2) Ohishi, et al., 1991, *Trans. JSME*, 57-537, C, p. 1506.
- (3) Ohishi, et al., 1992, *Trans. JSME*, 58-549, C, p. 1411.
- (4) Vis, DeD., et al., 1992, *Proc. ISMA-17*, p. 1391.
- (5) Linden, P. J., et al., 1993, *Inter-Noise 93*, p. 64.
- (6) Otte, D., et al., 1990, *Proc. ISMA-15*, p. 1365.
- (7) Toi, T., et al., 1995, *Trans. JSME*, 61-587, C, p. 1995.
- (8) Toi, T., et al., 1995, *Proc. 72th JSME*, 95-1, I, p. 561. 