

〈논 문〉 SAE NO. 98370018

복소음향인텐시티법을 이용한 디젤엔진의 소음원 규명

Identification of Noise Source of a Diesel Engine using Complex Acoustic Intensity Method

오 재 응*, 김 상 현**, 한 광 회***
J. E. Oh, S. H. Kim, K. H. Han

ABSTRACT

The relation between the vibration induced from machinery and the radiated sound is complicated. Acoustic intensity method is widely used to obtain the accuracy of noise measurement and noise identification. In this Study, as groundwork, the complex acoustic intensity method is performed to identify noise source and transmission path on different free space point source fields. From the numerical analysis for these simple fields, it is possible to predict the sound field characteristics which noise sources are related with each other, and certificate the validity of complex acoustic intensity. As an industrial application, the complex acoustic intensity method is applied a diesel engine to identify sound radiation characteristics in the near field.

1. 서 론

음향인텐시티기술은 기계의 주요한 소음원을 규명하는 음원탐사, 음향에너지 흐름의 가시화 및 투과 손실의 측정등에 이용되는 기술로 암소음의 영향을 무시할 수 있는 장점이 있어 실험실이나 현장에서 소음을 측정하는데 많이 사용되고 있다.^{1)~3)}

주어진 점의 음향인텐시티는 음압과 입자속도의 곱으로 주어지는 복소량으로 나타나며 복소음

향인텐시티는 음장내에서 음압과 입자속도 사이의 상호 상관관계를 표현하는 벡터로서 묘사된다.^{3),4)} 실수부인 액티브 인텐시티는 음원의 음향 방사 혹은 음장을 통한 전파에 대한 정보 즉, 음향에너지의 흐름을 나타내며 음향파위의 크기 및 소음 발생부위의 정확한 위치를 규명하는데 유용하다. 그러나 서로 상관관계를 갖는 인접한 음원들이 존재하는 경우에는 각각의 음원에 의해 방사된 음을 규명하는 데는 어려움이 있다. 반면에 허수부의 리액티브 인텐시티는 음장에서 저장되는 에너지를 표시하여 정재파를 알 수 있도록 할 뿐 아니라 음압 및 입자속도들이 위상차를 갖는 다수의 음원들이 존재하는 음장내의 음의 분포를 규명하는데 유용하다.⁴⁾ 따라서 진동체 부근의 음

* 정회원, 한양대학교 공과대학 기계공학부

** 한국생산기술연구원 산업기술시험평가연구소

*** 한양대학교 대학원

장을 분석할 경우 리액티브 인텐시티는 음향 에너지의 흐름의 축적과 진동체 방사원의 위치규명에 관한 정보를 제공하는 것이다.⁶⁾

본 논문에서는 복소음향인텐시티법을 이용하여 몇몇 간단한 자유음장에서의 액티브, 리액티브 인텐시티의 음장특성을 구하였다. 이러한 음장들은 2음원계(Dipole Sources), 3음원계(Tripole Sources)등을 말한다. 이들 음장들은 순음(Pure Tone Sound)의 경우에 대한 것들이다. 인접한 음원에서의 방사음의 위상이 같은 경우 액티브 인텐시티만을 이용하여도 소음원의 정확한 규명이 가능하지만 위상이 크게 달라 서로 상관관계가 큰 경우 액티브 인텐시티 만으로는 소음원의 규명이 어려운 경우가 많다. 이와같이 서로 인접하여 상관관계를 갖는 시스템의 경우에 다음원계의 음장특성을 통하여 복소음향인텐시티의 유효성을 검증하였다.

본 논문에서는 실제 시스템에의 적용을 위하여 복소음향인텐시티법을 디젤엔진에 적용하여 근접음장에서의 음향방사특성 및 소음원을 규명하였다. 본 연구의 목적은 엔진자체의 소음원의 규명보다는 일본에서 제작된 엔진(이하 일산으로 칭함)과 동일한 모델로 사용되고 있는 국내에서 제작된 엔진(이하 국산으로 칭함)의 소음원을 상대적으로 비교하여 차이점과 그 원인을 분석하는데 있다.

2. 방사음 예측이론

2.1 음압과 복소음향인텐시티의 거리감쇠

반경이 a 이고 무차원 반경 $ka \ll 1$ 인 주파수로 연속 가진되는 단일 음원계에서 음원의 표면에서는 수직 방향 속도 $U_{exp}(j\omega t)$ 를 가지며 반경방향의 입자속도는 표면의 속도와 같고 음압과 입자속도를 다음과 같이 복소지수함수로 나타낼 수 있다.

$$p(r,t) = \frac{j\omega\rho Q}{4\pi r} \exp[j(\omega t - kr)] \\ = \left(\frac{A}{r}\right) \exp[j(\omega t - kr)] \quad (1)$$

여기서 Q 는 체적속도, r 은 음원으로 부터의 거리를 나타낸다. k 는 음의 파수를 나타내며 거리에 따른 위상의 변화율을 말하며 ω 는 시간변화에 따른 위상의 변화율을 나타낸다. 즉, 파수 k 는 “공간 주파수”로 고려될 수 있다. 이들은 실수부만이 물리적인 의미를 지니지만 선형연산은 복소항 전체를 사용하여 계산한다. 운동량 방정식으로 부터 입자속도는

$$u(r,t) = \left(\frac{A}{\omega\rho r}\right) \left(k - \frac{j}{r}\right) \exp[j(\omega t - kr)] \\ = \frac{p(r,t)}{\rho c} \left(1 - \frac{j}{kr}\right) \quad (2)$$

지수항의 앞에 나타나는 입자속도의 크기를 보면

$$U(r,t) = \left(\frac{A}{\omega\rho r}\right) \left(k - \frac{j}{r}\right) = \frac{Akr}{\omega\rho r^2} - j\frac{A}{\omega\rho r^2} \quad (3)$$

여기서 $kr \ll 1$ 인 근접음장에서는 허수부만 남게 되므로

$$U(r) = -j\frac{A}{\omega\rho r^2} = -j\frac{P(r)}{\omega\rho A} \quad (4)$$

즉, 입자속도는 압력의 자승에 비례하여 거리에 따라 $\frac{1}{r^2}$ 로 감쇠한다.

한편, $kr \gg 1$ 인 원음장의 경우에는 허수부가 소거될 수 있으므로

$$U(r) = \frac{Akr}{\omega\rho r^2} = \frac{Ak}{\omega\rho r} = \frac{P(r)}{\omega\rho} \quad (5)$$

즉, 입자속도는 압력에 비례하며 거리에 따라 $\frac{1}{r}$ 로 감쇠된다.

음향인텐시티는

$$I(r,t) = I_r(r) \{1 + \cos 2(\omega t - kr)\} \\ + I_i(r) \sin 2(\omega t - kr) \quad (6)$$

이고 액티브 인텐시티와 리액티브 인텐시티의 크기는

$$L(r) = \frac{1}{2} \text{Re}\{P \cdot U^*\} = \frac{A^2}{2r^2 \rho \omega}$$

$$I(r) = \frac{1}{2} \text{Im}\{P \cdot U^*\} = \frac{A^2}{2r^3 \rho \omega} \quad (7)$$

이 된다. 위식을 보면 액티브 인텐시티는 $\frac{1}{r^2}$ 로 감소되며 리액티브 인텐시티는 $\frac{1}{r^3}$ 로 감소되는 것을 알 수 있다. 따라서 리액티브 인텐시티가 근접음장에서 큰 영향을 보이고 있음을 알 수 있다.

2.2 점음원배열로 가정된 다음원계의 음향방사특성

반구의 음장에서 점음원으로 부터 거리 r 만큼 떨어진 거리에서의 음압은

$$p(r,t) = \frac{j\omega \rho q_0}{2\pi r} e^{j(\omega t - kr)} \quad (8)$$

이 되며 여기서, k 는 파수이고 q_0 는 음의 강도(Source Strength)이다. 만약 점음원을 여러개 갖는다면 전체 음압기여는 각 음원들을 이용하여 얻을 수 있다. 각 점에서 첫번째 음원으로 부터는 거리 r_1 , 두번째 음원으로 부터는 거리 r_2 만큼 떨어지고 n 번째 음원으로 부터는 거리 r_n 만큼 떨어진 점에서의 음압은

$$p = \frac{j\omega \rho}{2\pi} \left[\frac{q_1}{r_1} e^{-jkr_1} + \frac{q_2}{r_2} e^{-jkr_2} + \frac{q_n}{r_n} e^{-jkr_n} \dots \right]$$

$$= \frac{j\omega \rho}{2\pi} \sum \frac{q_n}{r_n} e^{-jkr_n} \quad (9)$$

이로부터 연속적인 속도분포를 갖는 평면 표면으로부터의 방사를 결정하는 것이 용이하다.

만약, 강도 $dq_n(s) = v(s) dS$ 와 같은 점음원이 속도 $v(s)$ 를 갖는 면적요소 dS 를 모두 고려하고 전체 방사면 S 의 모든 면적요소를 합한다면

$$p = \frac{j\omega \rho}{2\pi} \int_s \frac{v(s) e^{-jkr}}{r} dS \quad (10)$$

이 된다. 특히 이 식을 Lord Rayleigh의 식이라 한다.

예를 들어 Fig.1에 나타난 2음원계의 경우를 보면 각각의 음원의 세기는 같으나 반대의 극성을 가지고 근접한 위치에 존재하는 두개의 단일 음원으로 가정할 수 있다. 이 경우 음원간의 거리는 발생주파수의 파장에 비해 상대적으로 작아서 서로 간섭이 발생되도록 하여야 하며 이러한 음장에서의 음압은

$$p(r_1, r_2, t) = \left(\frac{j\omega \rho Q}{4\pi} \right) \left[\left(\frac{1}{r_1} \right) \exp(-jkr_1) - \left(\frac{1}{r_2} \right) \exp(-jkr_2) \right] \exp(j\omega t) \quad (11)$$

으로 표현할 수 있다.

여기서 압력 $p = P \exp(j\phi_p) \exp(j\omega t)$ 과 입자속도 $u = U \exp(j\phi_u) \exp(j\omega t)$ 를 고려하면

$$AI = \frac{1}{2} \text{Re}\{PU^*\}$$

$$RI = \frac{1}{2} \text{Im}\{PU^*\} \quad (12)$$

으로 나타낼 수 있으므로 복소 음향인텐시티의 반경방향성분(Radial Component)과 접선방향성분(Tangential Component)는 아래와 같이 표현될 수 있다.

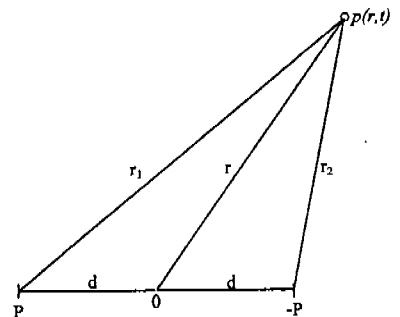


Fig.1 Ideal Dipole Source System

$$C_r = \frac{1}{2}(PU^*) = AI_r + jRI$$

$$C_\theta = \frac{1}{2}(PU^*) = AI_\theta + jRI_\theta \quad (13)$$

음압은

$$P = (P_{1r} + P_{2r}) + j(P_{1i} + P_{2i}) \quad (14)$$

이며 여기서

$$\begin{aligned} P_{1r} &= [\omega\rho Q\sin(kr_1)]/(4\pi r_1) \\ P_{2r} &= -[\omega\rho Q\sin(kr_2)]/(4\pi r_2) \\ P_{1i} &= [\omega\rho Q\sin(kr_1)]/(4\pi r_1) \\ P_{2i} &= -[\omega\rho Q\sin(kr_2)]/(4\pi r_2) \end{aligned}$$

이다. 한편 반경방향의 입자속도는

$$U_r = U_{rr} + jU_{ri} \quad (15)$$

이 되며 여기서,

$$\begin{aligned} U_{rr} &= (1/\omega\rho)\{(P_{1r}/r_1 + kP_{1r})(1/r_1)(r + d\cos\theta) \\ &\quad + (P_{2r}/r_2 + kP_{2r})(1/r_2)(r - d\cos\theta)\} \\ U_{ri} &= (1/\omega\rho)\{(-P_{1i}/r_1 + kP_{1i})(1/r_1)(r + d\cos\theta) \\ &\quad + (-P_{2i}/r_2 + kP_{2i})(1/r_2)(r - d\cos\theta)\} \end{aligned}$$

이고 접선방향의 입자속도는

$$U_\theta = U_{\theta r} + jU_{\theta i} \quad (16)$$

되며 여기서

$$\begin{aligned} U_{\theta r} &= (1/r\omega\rho)\{(P_{1i}/r_1 + kP_{1i})(-d\cos\theta/r_1) \\ &\quad + (P_{2i}/r_2 + kP_{2i})(d\sin\theta/r_2)\} \\ U_{\theta i} &= (1/r\omega\rho)\{(-P_{1r}/r_1 + kP_{1r})(-d\sin\theta/r_1) \\ &\quad + (-P_{2r}/r_2 + kP_{2r})(d\sin\theta/r_2)\} \end{aligned}$$

이다. 즉, 2음원계의 경우 복소음향 인텐시티는 두개의 단일소음원에 대한 성분과 두 소음원 사이의 접선방향의 간섭성분을 포함한 것이 된다.

3. 복소음향인텐시티의 측정 및 분석방법

3.1 점음원계의 복소음향인텐시티의 측정 및 분석방법

자유공간에서의 다음원계의 해석을 위하여 음원에서 가진주파수는 340Hz로 하였으며 각각의 음원은 5cm 높이에서의 복소음향인텐시티를 수치적으로 구하였다. 각각의 음원들은 점음원으로 간주되기 위해 $ka \ll 1$ (a : 음원의 반경)이 되도록 음원의 크기를 결정하였으며 두 음원간의 거리도 발생주파수의 파장에 비해 훨씬 작아서 두 음원간에 발생음이 서로 간섭을 일으킬 수 있는 거리로 설정하였다. 본 연구에서 사용된 음원의 직경을 2cm로 하였으며 음원간의 거리는 2음원계의 경우에는 15cm로 하였으며 3음원계의 경우에는 7.5cm로 결정하였다.

복소음향인텐시티의 등고선도는 음원으로 부터 수직으로 5cm거리의 수평면에 격자를 나누고 수직방향에 대한 복소음향인텐시티의 크기를 나타낸 것이며 벡터선도는 등고선도와 같은 지점들에 대한 수평방향의 복소음향인텐시티의 크기와 방향을 수평벡터선도로 나타내었고 수직한 면에 대한 복소음향인텐시티의 크기와 방향을 수직벡터선도로 나타내었다.

3.2 디젤엔진의 복소음향인텐시티 측정 및 분석방법

본 연구에서는 3기통 4사이클 디젤엔진을 엔진 다이내모미터를 이용하여 단품실험을 하였다. 실험에서는 국산엔진과 동일한 일산엔진을 비교 실험하였으며 상대적으로 낮은 소음을 방사하는 일산엔진과의 비교를 통하여 상대적 소음원을 규명하고자 하였다. 음향인텐시티의 측정을 위하여 디젤엔진을 소음이 크게 발생하는 2,120rpm으로 회전시키고 전방으로부터 엔진 좌측면을 대상으로 하여 42점(7×6)으로 격자를 나누었다. Fig.2는 엔진의 음향인텐시티 측정면과 측정격자점을 보여주고 있다. 복소음향인텐시티의 측정은 대향형으로 배치한 인텐시티 프로브에 저주파용 50mm 스페이서(Spacer)를 사용하였으며 2개의 마이크로폰으로 부터의 신호는 2채널 실시간 신

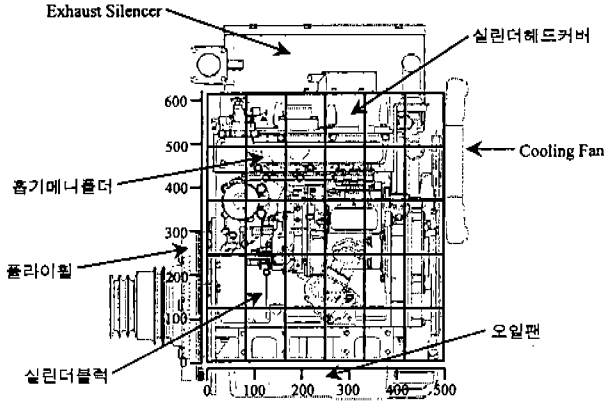


Fig.2 Complex Intensity Measuring Points

호분석기(B&K 2144)를 통하여 1/12 옥타브 밴드로 분석을 하여 주파수별 등고선도로 나타내었다.

4. 결과 및 고찰

4.1 방사음의 거리별 감쇠특성

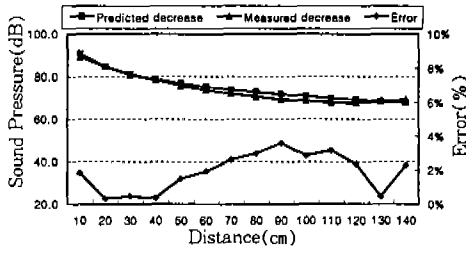
본 연구에서는 무향실내에서 음원으로부터 10cm 간격으로 음압, 입자속도, 액티브 인텐시티, 리액티브 인텐시티를 측정하여 거리별 감쇠특성을 비교하였으며 단일 음원계에서의 방사음의 거리 감쇠 특성곡선을 Fig.3에 나타내었다. Fig.3(a)는 단일음원계에서의 거리에 대한 압력변화를 나타낸다. 이때 음압의 크기는 거리에 따라 1/r로 감소됨을 알 수 있다. 또한 실험치와 이론치와의 오차는 가진 음압에 대하여 약 3.5%내에서 잘 일치하고 있다. Fig.3(b)는 방사음의 매질속도의 감쇠를 나타내며 거리에 따라 1/r감쇠곡선과 3.5%내에서 잘 일치하고 있다. 또한 Fig.3(c)는 액티브 인텐시티의 거리감쇠를 보여주고 있다. 그림에서 알 수 있듯이 액티브 인텐시티는 약 130cm의 거리내에서는 거리에 따라 1/r²로 감쇠되고 있으며 그 이후에는 오차가 크게 발생하였다. Fig.3(d)에서 보이는 리액티브 인텐시티는 이론치와 오차는 있으나 1/r³ 곡선과 비슷한 양상을 띠고있다. 그러나 약 50cm이후에는 오차의 변동이 크게 나타나고 있는데 이것으로

보아 원거리에서의 리액티브 인텐시티의 신뢰도가 상당히 약함을 알 수 있다.

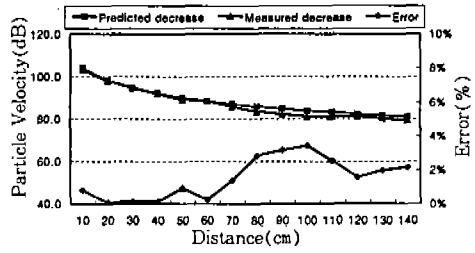
4.2 자유공간에서의 음향방사특성분석

본 절에서는 2음원계에서의 액티브 인텐시티와 리액티브 인텐시티를 비교해 보기위해 2개의 음원에서 340Hz의 정현파로 가진한 경우에 대하여 분석하였다. 2음원계의 음원은 각각 점음원으로 간주되기 위해 $ka \ll 1$ (a : 음원의 반경)이 되도록 음원의 크기를 결정하였으며 두 음원간의 거리도 발생주파수의 파장에 비해 훨씬 작아서 두 음원간에 발생음이 서로 간섭을 일으킬 수 있는 거리로 설정하였다. 본 연구에서 사용된 음원의 직경을 2cm로 하였으며 음원간의 거리는 15cm로 결정하였다.

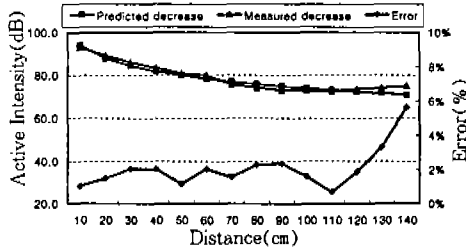
근접한 두개의 음원의 크기가 다르고 위상도 반대인 경우에 대하여 Fig.4에 나타내었다. Fig.4(a),(b)는 두음원에 의한 복소음향인텐시티 성분을 등고선도로 나타낸 것이다. 그림에서 실선은 정(+)의 인텐시티 값을 나타내며 점선은 부(-)의 인텐시티 값을 나타낸다. 액티브 인텐시티의 등고선도를 보면 우측의 음원 근처에서 음의 방향이 음원 쪽으로 향하는 부(-)의 인텐시티를 볼 수 있다. 즉, 우측의 음원은 좌측의 큰 음원에 의해 싱크(Sink)되는 것을 볼 수 있으며 따라서 액티브 인텐시티의 등고선도에는 좌측의 음원만이 소음원으로 나타나게 된다. 한편 리액



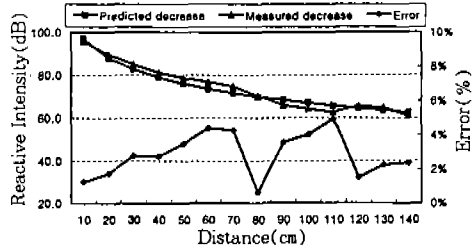
(a) Decrease of Sound Pressure. The Sound Pressure Varies as $1/r$



(b) Decrease of Particle Velocity. The Particle Velocity Varies as $1/r$ when $kr \gg 1$

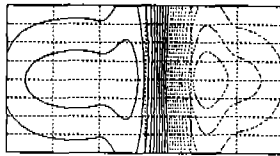


(c) Decrease of Active Intensity. The Active Intensity Varies as $1/r^2$

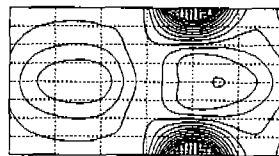


(d) Decrease of Reactive Intensity. The Reactive Intensity Varies as $1/r^2$

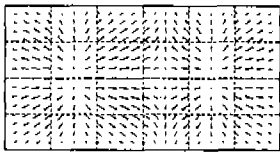
Fig.3 Decrease of Radiated Sound for Various Distance



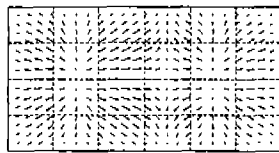
(a) Active Intensity Contour Plot



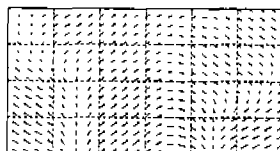
(b) Reactive Intensity Contour Plot



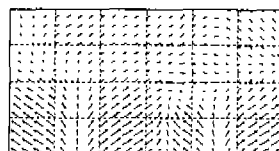
(c) Active Intensity Vector Flow on a Horizontal Plane



(d) Reactive Intensity Vector Flow on a Horizontal Plane



(e) Active Intensity Vector Flow on a Vertical Plane



(f) Reactive Intensity Vector Flow on a Vertical Plane

Fig.4 Sound Radiation Characteristics for Two Monopoles of Different Strength and Opposite Phase

티브 인텐시티의 등고선도를 보면 두개의 음원에서 모두 양의 인텐시티 성분을 볼 수 있으므로 보다 더 정확한 두개의 음원을 파악할 수 있다. Fig.4(e),(f)에서 보여주는 벡터선도를 보면 음원에 의해 생성된 음장은 주변의 음원들에 의해 서로 큰 영향을 받는 것을 알 수 있다. 앞서 설명한 것과 같이 더 강한 음원에서 방사된 음에 의해 약한 음원 쪽에서는 싱크현상을 볼 수 있다. 그러나 리액티브 인텐시티의 벡터선도를 보면 두개의 소음원을 정확히 판별할 수 있으며 액티브 성분보다 더 정확하게 알 수 있다.

음원이 3개인 경우, Fig.5에 나타난 것과 같이 가운데 음원이 양쪽의 음원에 비해 크기가 두배이고 가운데 음원의 위상이 반대인 경우의 액티브 인텐시티를 보면 가운데 음원이 양쪽 음원에 비해 크기가 2배가 되기 때문에 약한 음원 부근에서 싱크되는 것을 볼 수 있으며, 리액티브 인텐시티를 보면 3개의 음원을 확인할 수 있으나

양쪽의 음원이 바깥쪽으로 이동하고 있는 것을 볼 수 있는데 이것은 해석상의 가상측정평면이 음원에서 약간 높기 때문인 것으로 판단된다. 이것은 수직한 벡터선도를 보면 약한 음원 근처에서도 음이 방사되고 있는 것을 확인할 수 있다. Fig.6에서와 같이 3음원의 크기가 같고 가운데 음원의 위상이 반대인 경우, 리액티브의 등고선도를 보면 가운데 음원에서도 음이 방사되고 있는 것을 볼 수 있다. 이와같이 서로 위상이 다른 음원이 근접하여 서로 상관관계를 가지는 경우에 복소음향인텐시티법을 이용하여 싱크된 소음원을 정확히 규명해낼 수 있다.

이미 설명한 바와 같이 리액티브 인텐시티는 에너지의 축적을 의미하는 성분이므로 실제 음의 흐름은 아니지만 에너지의 존재를 확인할 수 있는 중요한 인자이다. 또한 근접음장에서 더욱 민감한 변화를 보여주는 성분이므로 에너지원을 파악하기에는 더욱 유효한 성분이라 할 수 있다.

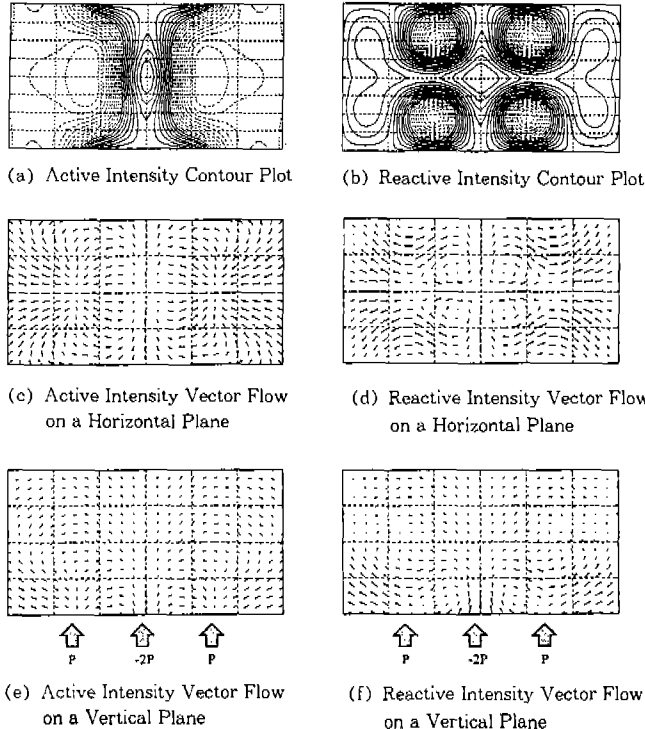


Fig.5 Sound Radiation Characteristics for Three Monopoles. The Center Source is Twice the Amplitude and Opposite Phase with the Outer Sources

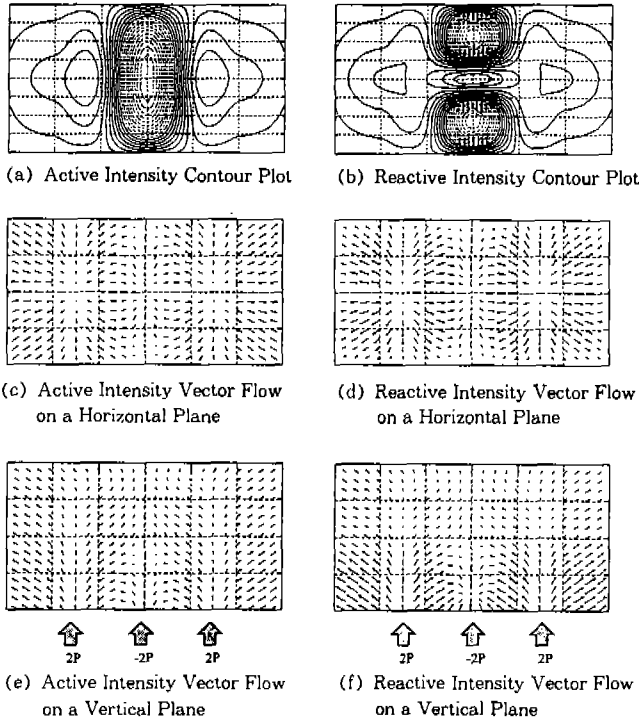


Fig.6 Sound Radiation Characteristics for Three Monopoles. The Center Source has Opposite Phase with the Outer Sources

4.3 디젤엔진의 음향방사특성

본 연구에서는 국산엔진과 동일한 일산엔진을 비교 실험하였으며 상대적으로 낮은 소음을 방사하는 일산엔진과의 비교를 통하여 상대적 소음원을 규명하고자 하였다. 그러므로 본 연구에서의 데이터 분석의 주안점은 이들 두 엔진의 발생소음을 비교하여 차이가 많은 주파수들에 대해 중점적으로 관심을 두었다. 측정된 데이터를 이용한 복소인텐시티 등고선도의 분석에서는 엔진 부품들의 고유진동수와 깊은 연관이 있었으며, 이들 고유진동수들은 실험결과 얻어진 엔진 부품들의 단품시험을 통하여 얻어졌으며 본 논문에서는 두 엔진의 소음특성 비교에 중점을 두었기 때문에 부품별 고유진동수의 데이터는 생략하고 실험치를 근거로 결정된 관심주파수에 대하여 복소음향인텐시티 등고선도를 이용하여 비교, 분석하였다.

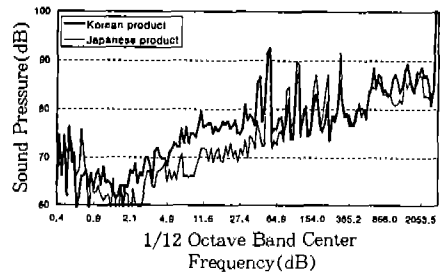


Fig.7 Sound Pressure Curves of Korean Product and Japanese Product

측정면을 대상으로 전체 소음레벨을 측정된 결과 Fig.7에서 보이는 바와 같이 국산엔진의 소음이 일산에 비해 높게 나타났다. Fig.7에 나타난 음압곡선은 가중치(Weighting)을 씌우지 않은 음압신호를 1/12 옥타브 밴드에서 분석한 데이터를 보여주고 있다. 그림에서 약 30~40Hz 이하의 주파수에서 국산엔진의 소음이 일산에 비해

높게 나타났다. 그러나 이 주파수 영역은 가청주파수의 하한주파수에 가까우며, 사람이 듣는 것에 맞추기 위해 가중치(A Weighting)을 씌우는 경우 저주파대역에서 음압레벨이 많이 떨어지기 때문에 본 연구의 관심대상에서는 제외시켰다. 또한 본 연구에서는 탄성진동에 의한 구조음의 발생에 초점을 두어 비교적 고주파수 영역에 해당하는 500Hz~1,500Hz범위에 대해 분석을 실시하였으며 특히 이 주파수 대역은 엔진부품의 고유진동수가 모여있으며 이 주파수대역에서 국산엔진의 소음이 일산에 비해 특히 높게 나타나고 있다. 국산엔진과 일산엔진의 소음을 비교하기 위해 1/12 옥타브 분석결과를 각 중심주파수별로 비교하여 편차를 알아본 결과 일산이 국산에 비해 소음이 적음을 알 수 있었으며 특히 실린더 블럭의 공진주파수로 추측되는 1,000Hz 범위등 특별히 편차가 큰 주파수 대역을 분석대

상으로 설정하였다. 선정된 주파수에서는 복소음향인텐시티 실험결과를 비교하여 그 원인 및 발생위치를 규명하였다.

엔진실험은 2,120rpm에 대하여 측정, 고찰하였으며 저주파수대역에서는 폭발주기에 해당하는 주파수로 두 엔진 모두 엔진중앙부에서 그 음원이 있는 것으로 판명되었으며 레벨의 차이는 그다지 크지 않은 것으로 나타났다. 엔진 단품에 대한 복소음향인텐시티의 측정은 가장 중요하게 생각되는 흡기메니폴더가 위치한 면을 대상으로 하였으며 소음을 1/12 옥타브 분석을 행하였다. 이때 관심주파수는 전체 소음레벨에서 특히 중요하다고 생각되는 주파수를 관심주파수로 설정하고 중점적으로 분석하였다. 또한 동일한 주파수에서 국산과 일산을 동시에 비교함으로써 국산의 문제점을 도출할 수 있었다.

Fig.8에 보이는 바와 같이 613Hz에서는 실린

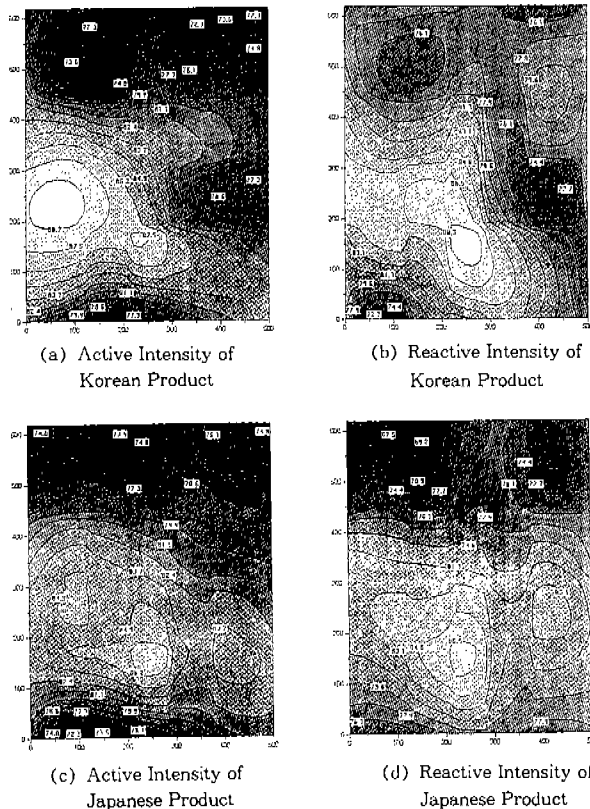


Fig.8 Contour Plot of Complex Intensity at 613Hz

더 볼력의 1차 고유진동수로서(진동 고유진동수에 대한 데이터는 생략함) 실린더 볼력 중앙을 중심으로 소음이 집중되고 있음을 알 수 있는데 국산엔진과 일산엔진의 가장 큰 차이는 일산엔진은 엔진볼력에서 전체적으로 비교적 평탄한 소음 분포를 보이고 있는 반면에 국산엔진의 경우는 플라이휠쪽의 소음이 일산에 비해 약 3dB가량 높게 나타나고 있으며 또한 경사가 매우 급한 분포를 이루고 있어 좋지 않은 결과를 보여주고 있다. 또한 실린더 헤드 커버부 및 흡기 소음이 일산에 비해 약 3dB가량 크게 발생하고 있음을 알 수 있다. 국산엔진의 경우 액티브 인텐시티의 분포도를 보면 실린더 볼력부분의 소음이 커서 실린더 볼력 중간 하단의 소음원이 약하게 보이고 있으나 리액티브 인텐시티를 보면 실린더 볼력과 오일팬사이에서 큰 소음원이 존재하고 있음을 알 수 있다. 이 소음은 엔진볼력의 다른 부분에 비

해 진동이 크게 발생되고 있는 스커트(Skirt)부위의 소음이 크게 작용하는 것으로 볼 수 있으며, 또한 엔진의 장착형태를 보면 엔진의 마운팅 구조가 실린더볼력 하단에 설치되고 엔진과 마운팅 구조 사이로 오일팬의 소음이 새어나오는 것도 볼 수 있어서 이 소음도 같이 합해지는 것으로 판단된다. 일산의 경우에는 실린더 볼력 하단에서의 소음원이 존재하는 것을 볼 수 있으나 다른 부분에 비해 크게 두드러 지지 않고 엔진 전체부위에 평탄하게 소음이 방사되고 있음을 알 수 있다.

Fig.9의 687Hz는 실린더 헤드 커버의 2차 고유진동수가 있는 부근이며 실린더 볼력의 소음도 영향을 주고있는 주파수라고 할 수 있다. 그림을 보면 613Hz의 결과와 유사한 음압분포를 나타내고 있으며 국산의 경우에는 액티브 인텐시티와 리액티브 인텐시티가 모두 실린더 볼력의 크랭크

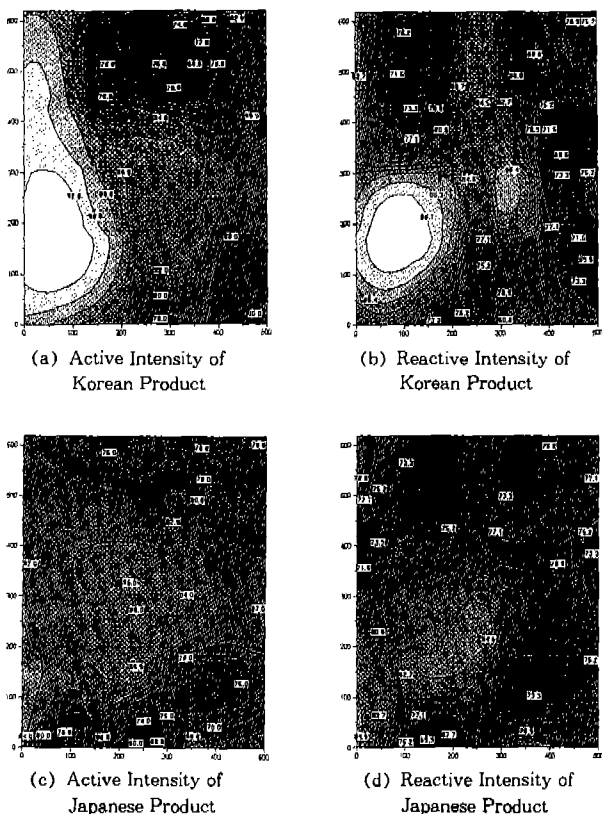


Fig.9 Contour Plot of Complex Intensity at 687Hz

축 중심위치의 음이 집중되어 매우 높게 나타나고 있어 이 부분의 음압의 차이가 6~8dB에 이른다. 국산의 경우 액티브 인텐시티의 등고선도를 보면 플라이휠쪽에서 음이 방사되어 흘러들어오는 것처럼 오인할 수 있으나 리액티브 인텐시티를 보면 플라이휠쪽의 실린더 블럭에서 음이 발생된 것을 정확히 알 수 있다. 이 주파수의 진동 및 소음은 국산엔진의 소음 증가에 크게 영향을 미치고 있는 것으로 판단된다. 이와같이 613Hz, 687Hz의 경우에는 일산엔진에서는 대부분 평탄한 인텐시티 분포도를 볼 수 있는 반면에 국산엔진에서는 실린더 블럭의 소음이 주를 이루며 크게 방사되고 있다.

1,029Hz는 크랭크 축의 고유진동수이며 동시에 오일팬의 진동이 특히 높은 지역으로서 이때의 인텐시티 분포곡선을 Fig.10에 나타내었다.

소음분포를 보면 실린더 헤드 커버부분은 큰 차이를 가지고 있지 않으나 중,하단부에 해당하는 지역에서 특히 높은 소음이 나타나고 있는데 이 소음은 특히 국산의 경우 두드러진 양상을 보이고 있으며 소음발생원인은 Fig.8에서 나타난 것과 같이 크랭크축의 고유진동수와 맞물려 실린더 블럭의 스커트부위에서 많은 소음이 발생하며 구조적인 원인으로 인한 오일팬의 소음이 흘러들어오는 것으로 볼 수 있다. 이 부분은 실제 오일팬의 위치에 비해 조금 높게 나타나고 있는 이유는 엔진지지부의 간섭에 의한 것으로 볼 수 있다.

Fig.11에서는 1,295Hz에서의 복소인텐시티 등고선도를 보여주고 있다. 이 주파수는 실린더 헤드 커버의 3차 고유진동수가 존재하는 부분이다. 복소음향 인텐시티 등고선도를 보면 이 주파수에서 두가지 소음원이 함께 존재하는 것을 볼 수

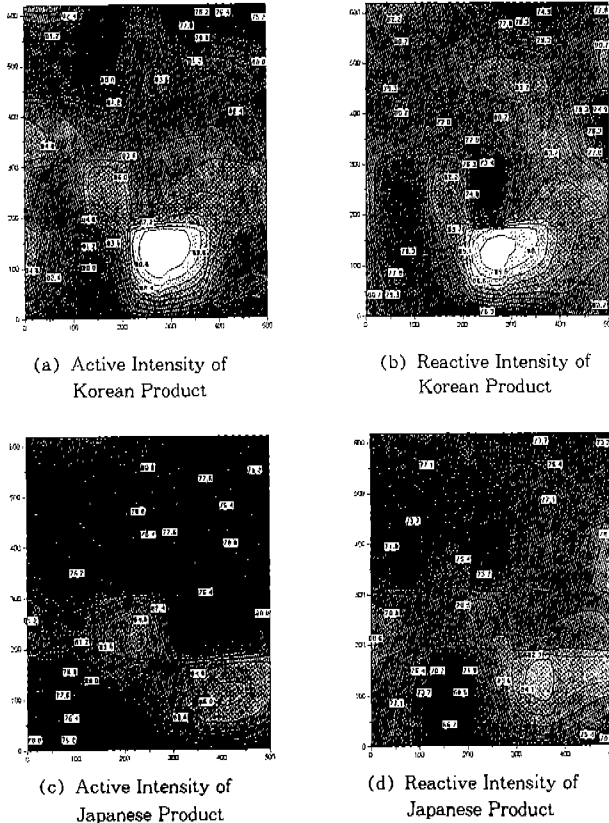


Fig.10 Contour Plot of Complex Intensity at 1,029Hz

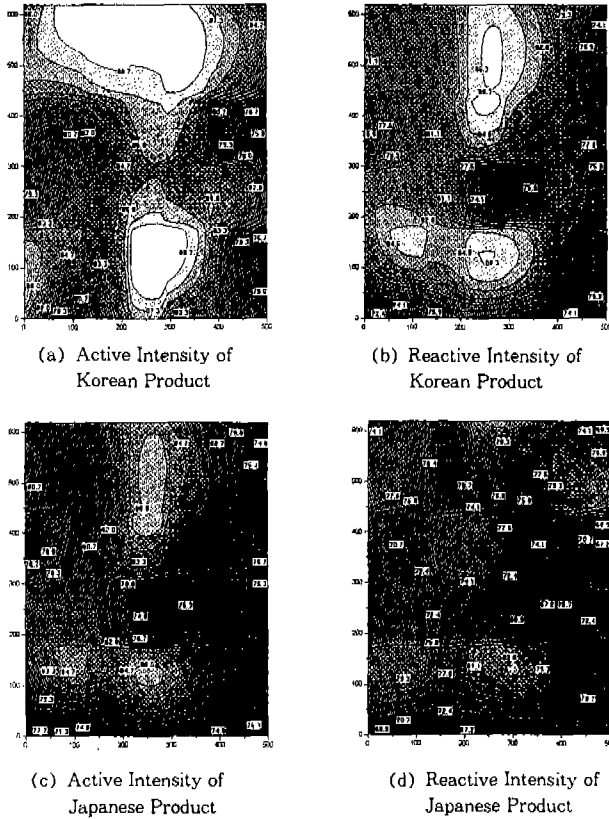


Fig.11 Contour Plot of Complex Intensity at 1,295Hz

있으며 실린더 스커트부 및 오일팬과 실린더 헤드 커버 부분이다. 두 엔진의 인텐시티 등고선도를 비교해 보면 실린더 블럭의 헤드커버부분에서 넓은 범위로 음이 방사되고 있는 것으로 보아 액티브 인텐시티의 경우 약 4dB의 피크값의 차이를 보이고 있으나 방사면적이 커서 큰 방사파워를 보일 것으로 판단되며 리액티브 인텐시티의 분포도를 보면 실린더 블럭의 헤드커버부위에 정확한 소음원을 보이고 있으며 국산과 일산의 차이가 약 8dB정도로 크게 나타나고 있다. 두 엔진소음의 인텐시티 등고선도를 비교해 보면 오일팬 부분으로부터의 소음(등고선 아래부분)이 약 7~8dB 정도의 차이가 있으며 실린더 헤드 커버 부분에서는 약 3dB의 차이를 보이고 있다.

Fig.12에서 보여주는 1,453Hz는 실린더 헤드 커버의 4차 고유진동수인 1,472Hz가 존재하는 지역이며 실린더 블럭의 3차 고유진동수인 1,424Hz

가 함께 존재하는 부분이다. 소음분포를 보면 국산의 경우는 명확하게 두 지역에 소음밀집을 보이고 있는데 특히 실린더 블럭의 경우 플라이휠이 있는 부분을 중심으로 강한 소음원이 존재하고 있다. 반면에 일산의 경우에는 전체적으로 밀집되는 소음지역은 없으며 실린더 블럭을 중심으로 넓게 소음이 분포하고 있다. 이 경우 국산과 일산의 소음레벨 차이는 실린더 헤드 커버부의 경우 약 9dB정도의 큰 차이가 있으며 실린더 블럭의 경우는 중앙부는 유사한 레벨을 나타내고 있으나 플라이휠 위치의 경우는 11dB 정도의 많은 차이를 보이고 있다. 본 논문에서는 생략하였으나 진동분석에 의하면 이 주파수는 실린더 블럭의 고유진동수와 실린더 헤드 커버부의 고유진동수가 함께 존재함으로써 매우 높은 소음을 발생시키고 있으며 특히 플라이휠 쪽의 실린더 블럭부분에서 강한 타격력이 가해지는 것으로 규명

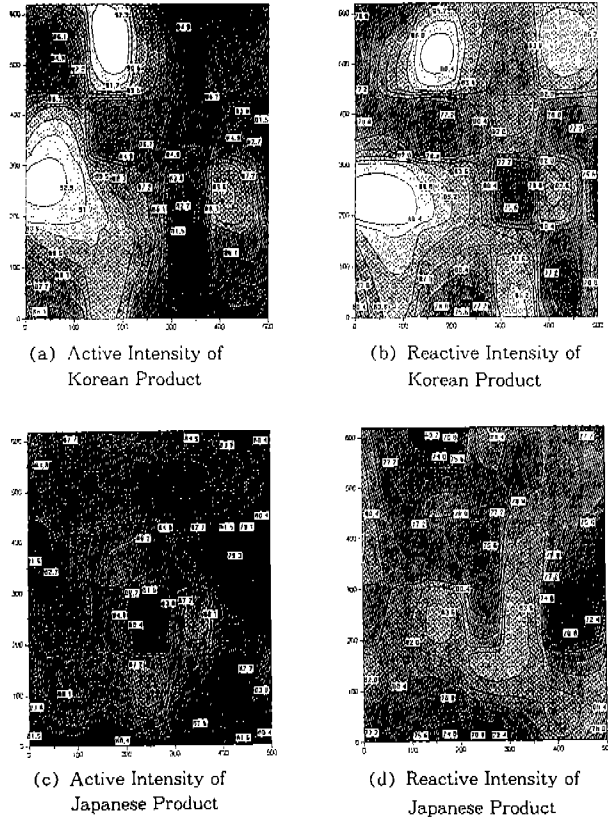


Fig.12 Contour Plot of Complex Intensity at 1,453Hz

되었다. 이것은 일반적으로 크랭크 축의 비틀림 모드의 노드포인트(Node Point)에 일치하는 위치에 지지 베어링을 위치시키는 것에 비해 시험 대상의 국산엔진의 경우 그 위치가 어긋나 있기 때문에 엔진의 회전에 의해 강한 충격력이 작용하는 것으로 볼 수 있다. 따라서 국산엔진의 소음 저감에 있어서 매우 중요하게 취급되어야 할 주파수영역으로 볼 수 있다.

5. 결 론

본 연구에서는 자유음장에서의 다음원계와 디젤엔진의 소음원 규명을 위하여 복소음향인텐시티법을 사용하여 음향 방사특성을 분석한 결과 다음과 같은 결론을 얻었다.

- 1) 음원으로부터 방사된 음의 거리감쇠에 대하여, 실험 및 계산을 통하여 비교한 결과

액티브 인텐시티는 먼 거리까지 일정한 감쇠를 보이고 있었으며 리액티브 인텐시티 성분은 근거리에서는 지배적인 영향을 끼치고 있으나 거리가 멀어짐에 따라 오차가 커져 신뢰도가 감소하였다. 즉, 리액티브 인텐시티는 정확한 소음원의 규명에 효과적이기는 하나 상당한 근거리에서의 측정을 요한다.

- 2) 다수의 복잡한 복소음원이 존재하여 인접한 음원들간의 위상이 다르고 서로 상관관계가 큰 경우 액티브 인텐시티는 복잡한 경로를 보여 정확한 방사특성의 규명이 어려우나 리액티브 인텐시티를 함께 고찰하는 복소음향인텐시티를 적용함으로써 정확한 소음원 및 근거리 음향방사특성을 규명할 수 있으며 에너지의 존재를 파악할 수 있다.

3) 엔진단품 운전시 복소음향인텐시티법을 이용하여 소음원을 규명한 결과 613Hz, 687Hz에서는 실린더블럭에서의 소음이 큰 비중을 차지하고 있었으며 1,029Hz, 1,295Hz로 주파수가 올라가면 엔진블럭의 스킵트 부위와 오일팬의 소음이 커지고 실린더 헤드커버의 소음이 많이 커져서 1,453Hz에서는 다시 실린더블럭의 소음과 실린더 헤드커버의 소음이 주원인이 되고 있다. 반면 일산의 경우는 전체 관심 주파수대역에서 모두 평탄한 인텐시티 분포를 보여주고 있어 안정된 양상을 보여주고 있다.

참 고 문 헌

1. Reinhard T.E. and Crocker M.J., "Source Identification on a Diesel Engine Using Acoustic Intensity Measurements", Noise Control Engineering, pp. 84~92, 1982.
2. James K.T., "Acoustic Intensity Measurements for Small Engine", Noise Control Engineering, pp. 56~63, 1982.
3. F.J. Fahy, Sound Intensity, Elsevier Applied Science, 1987.
4. K.B. Ginn, "Sound Description Using Complex Sound Intensity Instrumentation", B & K.
5. Tanaka, Kikushima, Kuroda, "Active Control of the Structure-borne Sound", JSME, Vol. 57, No. 537, pp. 94~101, 1991(Japanese).
6. 박동욱, "음향인텐시티법을 이용한 평판형상 변경에 의한 소음원 거동에 관한 연구", 한양대학교 대학원 석사학위논문, 1994.
7. 오재용, "진동평판의 근접음장에 대한 복소음향인텐시티해석", 제7차 G7 차세대 자동차 안전도 공통기반기술(저소음진동 차체설계기술개발)의 개발회의록, 1994.
8. 押野康夫, 橋秀樹, "Complex Acoustic Intensity and It's Application", 自動車技術, Vol. 42, No. 12, pp. 1587~1595, 1988.
11. Miguel C. Junger and David Feit, Sound, Structures, and Their Interaction, The MIT Press, pp. 92~149, 1994.
12. Hiroki Katano, Atsushi Iwamoto, Toshihiro Saito, "Dynamic Behavior Analysis and Rumbling Noise of SI Engine Crankshaft", 自動車技術, Vol. 46, No. 6, pp. 51~56, 1992.
13. Takao Kubozuka, Yoshimasa Hayashi, Yochikazu Hayakawa, Kazuhiro Kikuchi, "Analytical Study on Engine Noise Caused by Vibration of the Cylinder Block and Crankshaft", SAE paper 830346, 1983.
14. Hideo Okamura, Kiyoshi Sogabe, Yoshihiro Sato, Yukio Suzuki, Susumu Arai, "Experiments on the Coupling and Transmission Behavior of Crankshaft Torsional Bending and Longitudinal Vibrations in High Speed Engines", SAE paper 830882, 1983.