

디젤 엔진 발전기 세트의 소음제어

남 경 훈*, 주 현 돈*, 최 부 군*, 박 실 통*

(Noise Control for Diesel Engine Generator Sets)

(Kyeong-Hun Nam, Hyeon-Don Ju, Bu-Gun Choi, Sil-Lyong Park)

1. 서론

소음저감 설계기술은 제품의 경쟁력 향상을 위해 일반인이 쉽게 접근할 수 있는 가전제품, 자동차, 항공기 분야 등에서 많은 연구가 수행되어 왔으며, 최근 소음환경 규제가 강화되고 대형기계의 설치 위치가 주거지역과 가까워지므로 산업용 기계설비의 소음제어에 대한 관심이 점차 증대되고 있다. 특히 디젤 엔진 발전기 세트를 이용해서 전원을 공급하는 산업용 기계에 있어서는 디젤 엔진과 발전기가 주소음원이며, 크게 기계적 소음, 공기역학적 소음, 그리고 전자기 소음 등으로 분류된다.

본 연구는 이러한 소음을 발생시키는 엔진(Engine), 발전기(Generator), 방열팬(Radiator Fan) 등의 성능을 개선시켜 소음을 감소시키는 것이 아니라, 외부 덮개(Canopy)에 흡음재를 부착하여 소음저감 방법을 채택했다. 연구대상으로서는 항만에서 컨테이너(Container)를 운송하는 이동용 크레인(Transfer Crane)의 엔진 발전기 세트(Set)로서, 각 구성품(엔진, 발전기, 방열 팬)의 음향 특성을 실험적으로 파악하여 저소음화할 수 있는 덮개의 내부구조를 설계하였다. 그리고 덮개 내부 온도를 일정하게 유지시키기 위하여 엔진에서 방사하는 방열공기와 내부로 흡입되는 냉각공기의 열유동장 해석도 병행하였다.

2. 본론

2.1 엔진 발전기의 소음 측정

본 연구에서는 디젤 엔진 발전기 시스템에서 주 소음원인 엔진(Engine), 발전기(Generator), 방열팬(Radiator Fan)이 방사하는 소음량측정을 Sound Intensity 측정기법을 사용하였다[1-2]. Fig. 1에서 보는 바와 같이 엔진 전면(前面), 발전기 전면, 방열팬 전면에 그물구조를 갖추는 격자점(Grid Point)으로 나누고, 각 점의 소음량 측정 장비로는 Sound Intensity Probe를 이용하였다. 소음원의 음향 특성을 측정하기 위한 개략적인 흐름도가 Fig. 2에 나타나 있으며, Fig. 3과 Fig. 4는 각각 주소음원인 (a) Engine (b) Generator (c) Radiator Fan의 소음 스펙트럼과 Sound Intensity Level을 나타낸다. Fig. 3과 Fig. 4의 (a)는 디젤엔진(Cummins NTA 855 G3)의 배기다기관(Exhaust Manifold) 전면에서 측정된 소음량을 나타낸 그림이다. 측정 주파수대역에서 Sound Intensity Level이 오일팬(Oil Fan), 과급기(Turbocharger), 방열팬 부근에서 대체적으로 크게 나타났고, 1000Hz의 주파수에서는 과급기 부근에서 99dBA의 Sound Intensity Level을 가진 소음이 전면으로 방사됨을 알 수 있다.

그리고 Fig. 3과 Fig. 4의 (b)에서 발전기 냉각팬의 Blade Pass Frequency는 450Hz로, 발전기 환기구 부근에서 Sound Intensity Level이 107dBA 정도로 가장 크며 전면으로 방사됨을 알 수 있었다. 또한 Fig. 3과 Fig. 4의 (c)에서 방열팬의 Blade Pass Frequency는 217Hz로, 5번째 열에서 가장 큰 Sound Intensity Level이 110dBA 정도로 전면으로 방사됨을 알 수 있다.

본 연구에서 소음량측정을 하여 1/3옥타브 주파수 분석을 한 결과, 디젤엔진, 발전기, 방열팬의 주소음 주파수가 각각 1000Hz, 1000Hz, 450Hz에서 나타났다. 이 소음을 줄이기 위해 파장의 1/4 정도의 두께를 가진 흡음재 사용을 검토했다[3-4].

* 삼성중공업 창원연구소

2.2 해석 이론 및 가정

덮개 외부로 방사되는 음장특성을 파악하기 위하여 해석적인 방법으로 경계요소법 (IBEM, Indirect Boundary Element Method)을 이용하였다 [5-6]. 이 방법은 덮개 내부와 외부를 동시에 고려할 수 있고 모델링에 소요되는 시간과 노력이 있어서 많은 장점을 가지고 있다. 소음원은 실험에서 측정된 값을 이용하고, 해석 문제의 단순화를 위해 다음과 같은 가정을 하였다.

- 1) 경계는 모두 흡음재로 구성됨.
- 2) 소음원 (Sound Source)은 모두 구면파 (Spherical Source)로 가정.
- 3) 경계면에서 난입사 질량법칙 적용 (Random Incidence Mass Law) [7].

그리고 외부로 방사되는 소음을 효과적으로 저감시키고 외부소음에 대한 기여도가 가장 큰 부분의 구조변경 방안을 규명하기 위해 Fig. 5와 같은 해석 과정을 수행했다. 모델링은 I-DEAS, 소음 해석은 SYSNOISE (Rev. 5.1), 열유동장해석은 FLUENT (Rev. 4.2)의 해석소프트웨어를 이용하였다.

2.3 구조변경을 통한 소음저감 설계

빛과 마찬가지로 소리도 시선이 차단되면 소리의 그늘이 지는데 빛의 경우보다는 상당히 강한 음장이 그늘에 존재하여 이 그늘 영역에서의 음장은 소리의 회절에 기인하는 것으로서 회절음장은 방음벽의 차음효과를 좌우하게 된다. 본 연구에서는 이 회절효과와 흡음효과를 이용해서 외부로 방사되는 소음이 수음자의 위치에서 저소음을 느낄 수 있도록 내부구조 설계를 하였다. 현재 설치되어 이용되고 있는 이동용 크레인의 디젤 엔진 발전기 세트는 Fig. 6과 같이 전체 내장물을 외부 환경적인 조건으로부터 보호하기 위해 덮개구조를 하고, 동시에 소음의 저감효과를 위해 스플리터 사일런서 (Splitter Silencer)를 이용했지만 큰 효과는 나타나지 않았다. 일반적으로 이동용 크레인의 경우, 디젤 엔진 발전기 세트가 설치되는 위치의 길이와 치수가 한정되어 있으므로 소음을 저감하기 위해 무한정 전체의 폭, 길이, 높이를 크게 할 수 없다. 본 연구에서는 폭과 높이를 한정 (x, y, z 방향 길이 고정)시켜 놓고 표면에 흡음재를 부착하여 흡음재의 임피던스를 표면의 경계조건으로 하였다.

Fig. 7은 본 연구에서 Fig. 6의 구조를 기초로 하여 수치해석한 결과가 가장 좋은 결과이다. 이 구조는 소음저감 효과 및 충분한 냉각공기 제공과 방열열이 적절하게 빠져 나갈 수 있도록 개발되었다. Fig. 7과 같이 임의의 각도로 양분시킨 것은 방열공기와 냉각공기가 혼합되지 않도록 하기 위한 것

이다. 그런데 이것은 각도변화에 따라 외부로 방사되는 전체 음압 레벨에 많은 영향을 주었다. 출구측의 일정 위치 (높이 1m, 벽면에서 1m, 폭 방향으로 0.75m)에서 측정된 음압 레벨은 Fig. 8에서 보듯이 양분면의 각도가 30° 부근에서 가장 적은 소음레벨이 나타났다.

외부로 방사되는 소음을 직접 차단하면 가장 좋은 소음 저감효과를 기대할 수 있지만, 냉각공기와 방열공기의 양을 줄이게 되면 전체 시스템에 열유동의 상태가 원활하지 않아 내부 온도상승효과를 발생시키므로 두 효과를 동시에 고려할 수 있는 개폐부의 크기를 선정했다.

공기유동 방향의 90° 변화는 공기배출속도를 감소시켜 공기배출에 의해 발생하는 소음량을 감소시켜 준다. 그러나 Fig. 7과 같은 내부 임의의 위치에 와류가 발생하지 않도록 일정 각도 (35°, 45°)의 경사면 (반사면)을 설치하여 공기의 순환을 원활하게 하였다. 그리고 소음도 덕트 (Duct) 내에 설치되어 있는 흡음재에 의해 원활히 감소되며, 이 저감된 소음을 덮개의 상부로 잘 빠져나가게 함으로써 수음자의 위치에서 소음레벨을 적게 느낄 수 있는 구조로 설계를 하였다.

2.4 흡음재의 효율적인 사용

소음 저감을 목적으로 다공질 흡음 재료 (Porous Sound Absorbing Material)가 널리 이용되고 있다. 흡음재의 흡음효과는 음의 입사각, 흡음재의 두께 변화, 유동저항의 변화, 공극률의 변화, 그리고 밀도의 변화에 따라 다르게 나타난다. 다공질 흡음재료는 중고주파수대역의 흡음 특성은 좋지만 저주파대역의 흡음 특성이 좋지 않으므로, 본 연구에서는 흡음 재료의 저주파 대역의 흡음 특성을 향상시키기 위하여 이중층 (Two Layers)과 유리섬유 시트 (Glass Wool Sheet)를 사용하여 흡음 특성을 향상시켰다.

Fig. 9는 실험에서 분석된 주소음원 파장의 1/4 두께의 흡음재를 설치할 때 (a) 125Hz, (b) 250Hz, (c) 500Hz에 대한 내부와 외부의 Sound Intensity Vector의 결과이다. 125Hz, 250Hz, 500Hz에서 SPL이 입구와 출구에서는 높지만 수음점의 위치 (벽면에서 1m, 높이 1m, 폭 방향으로 0.75m)에서는 원하는 값 (80dBA 이하)을 만족하였고, Sound Intensity Vector는 덮개에서 멀어질수록 그 값이 점점 작아졌다. 또한 흡음재가 부착되지 않은 경우와 비교하면 주파수 대역은 유사하고 그 크기는 더 낮음을 알 수 있었다. 그러나 실제 형상의 구조물 크기 (길이 4m, 폭 1.5m, 높이 4m)가 비대칭 구조인 관계로 모델링의 메쉬 (Mesh) 수가 너무 많아 고주파수영역까지 전산해석을 수행하기는 어려웠다.

2.5 열유동장 해석

직교좌표계(Cartesian Coordinate)를 이용한 3차원 격자계를 구성하였고 격자수는 135,300(55 x 41 x 60)로 하였다. 유동 손실을 줄이기 위하여 임의의 위치에 계단모양의 경사판을 설치하였다. 이는 직교좌표계의 사용으로 인한 부득이한 문제로, 벽면 인접 영역의 유동 현상을 보고자 하는 것이 아니고, 주유동에 의한 효과를 보고자 하는 것이므로 큰 문제는 없는 것으로 알려져 있다 [8].

경계조건으로는 입구와 출구의 압력이 일정하다고 하였다. 즉, 입구 조건의 경우에는 덮개 내부의 팬에 의한 흡입 속도를 감안하여 전체 압력(Total Pressure)으로 설정하고, 출구 조건은 전체 압력에서 동압(Dynamic Pressure)을 뺀 정압(Static Pressure)을 부여하였다. 팬과 방열기(Radiator)의 조건은 각각의 운전성능곡선을 이용하였고, 디젤 엔진과 발전기 표면의 열적 경계조건으로는 표면온도 일정(엔진:90°C, 발전기:50°C)으로 하였다. 주유동의 유동 형태는 층류(Laminar Flow)로 가정하였는데, 실제로 팬에 의해서 야기된 유동이 주어진 덮개의 내부 구조를 통해서 흐를 경우, 이 유동은 난류(Turbulent Flow)임에 틀림없다. 향후 난류에 의한 열유동 특성과 유동 형태에 따른 유동장의 차이에 관한 연구가 수행되어야 할 것이다.

유동해석은 열유동장의 상태를 고찰하기 위하여 입출구 면적을 다르게 하였다. Fig. 10의 (a)는 입구부 쪽의 임의의 한 단면에서의 결과를 나타낸 것이고, (b)는 출구부 쪽의 한 단면에서 덮개 내의 유동장 수치해석 결과를 나타낸 것이다. 팬에 의해서 덮개 내부로 유입된 공기는 Fig. 10의 (a)와 (b)에서 확인할 수 있듯이 엔진부 근처에서 유속이 크며, 이는 주요 열 발생부가 발전기부 보다는 엔진이라는 점에서 상당히 고무적인 결과라고 할 수 있다. 하지만 내부구조를 상당히 단순화 하였기 때문에 유동의 3차원 특성이 저감된 결과를 발생시켰고, 이에 따라 온도 변화도 열발생부 근처에 국한되어 있다.

열유동장 해석의 근본적인 목표 중의 하나는 각종의 손실을 줄이는데 있다고 하겠다. 덮개 내부의 유동장에서도 몇가지의 유동 손실 원인을 관찰할 수 있다. 우선, 덮개 내부의 구조 가운데 곡관 형태로 인한 와류(Vortex)와 역류(Back Flow) 등에 의한 손실을 들 수 있다. 이러한 유동 손실 인자에 의해 공기는 원활히 덮개 외부로 빠져나가지 못하게 되는 것이다. 앞에서도 언급한 경사판이나 유동 안내판 등을 임의의 위치에 설치하여 와류 및 역류에 의한 유동 손실을 줄이고자 노력하였으며, Fig. 10에서 향상된 결과를 확인할 수 있다. 다음으로 압력 손실의 원인이 되는 방열기에 의한 손실도 생각해 볼 수가 있다. 이 부분에서의 손실은 팬과 방열기의 크기, 팬과 방열기 사이의 거리, 그리고 각

각의 모양 등 많은 변수가 존재한다. 이는 중요한 손실 인자이므로 이 부분의 설계에 있어서 앞으로 많은 연구가 수반되어야 할 것이다.

열발생부(엔진, 발전기)의 경계조건은 부하가 가장 많이 걸릴때 열발생부의 표면 평균온도를 이용한 것이다. 이는 발전기와 엔진의 내부구조가 상당히 복잡하고 각각의 부분에서 발생하는 열량도 일정하지 않아 단순화가 필요했기 때문이다.

열발생부 근처의 온도 분포는 엔진과 발전기 표면 가까이에 국한되어 있음을 관찰할 수 있다. 앞에서 언급한 바와 같이 유동장의 3차원 효과가 작아서 그에 따른 대류 현상이 그다지 활발하게 일어나지 않은 것에 기인한다.

출구부 유출 공기의 온도는 엔진부나 발전기부에 의한 대류 열전달에 의존하기 보다는 주로 방열기에 의해 결정됨을 알 수 있다.

덮개 내의 온도 분포는 팬에 의해서 야기되는 유동의 속도, 덮개 내부의 구조, 그리고 팬과 방열기의 성능에 영향을 받고 있음을 확인할 수 있다. 이들의 다양한 상관관계에 관한 고찰과 보다 정확한 수치해석을 수행하기 위해서는 많은 연구가 필요하겠다.

3. 결론

본 연구에서는 주소음원의 소음특성을 실험을 통하여 측정한 후, 내부 외부 문제를 동시에 해석할 수 있는 IBEM 수치해석법을 사용하여 이동용 크레인의 디젤 엔진 발전기 세트 소음을 줄일 수 있는 구조를 제안했다. 덮개구조는 열유동장 해석의 결과를 이용하여 냉각공기와 방열공기의 순환성을 원활하게 하였고, 흡음재의 효과를 최대한으로 이용할 수 있도록 내부에서 방사되는 소음이 흡음면에서 최대한 흡수되도록 하였다. 그리고 일부 방사되는 소음은 덮개상부로 많이 보내어 수음자의 위치(덮개로부터 1m, 높이 1m)에서 소음레벨이 훨씬 낮게 감지할 수 있는 구조로 방음 설계를 하여 실제 제품에 이용할 수 있음을 알 수 있었다.

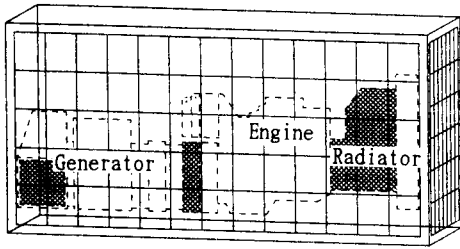


Fig.1 Grid pattern of measurement point

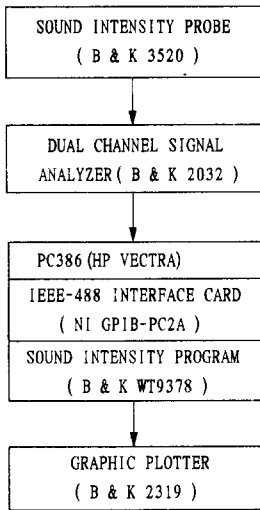
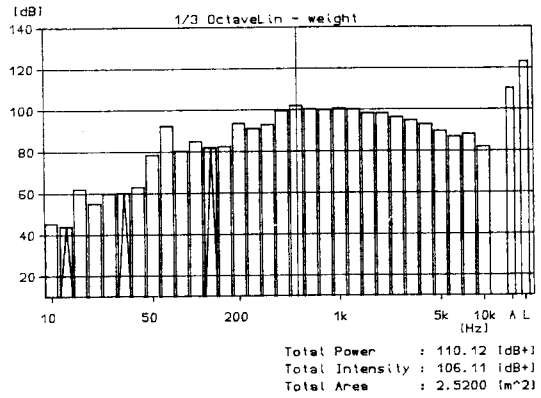
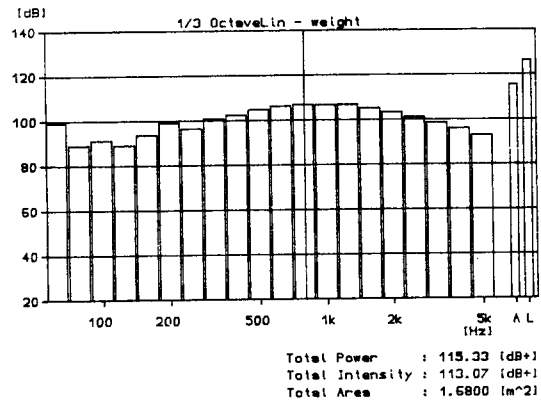


Fig.2 Sound intensity measurement system

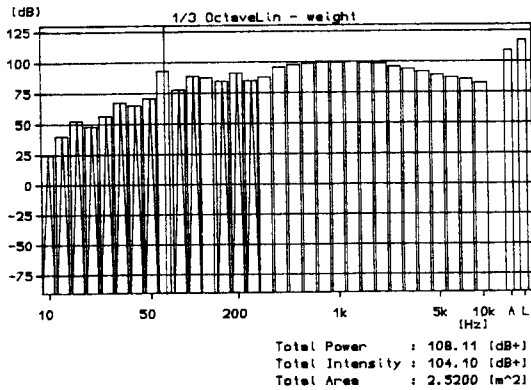


(b) Generator

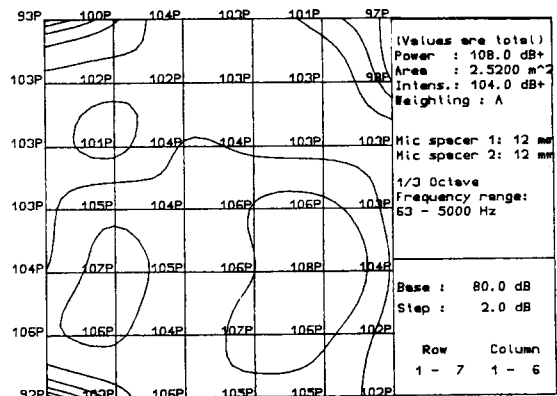


(c) Radiator Fan

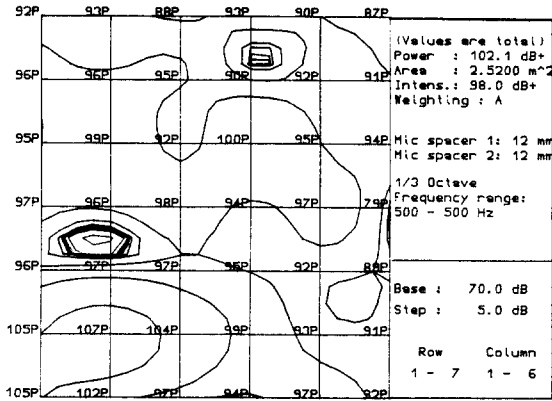
Fig.3 1/3 Octave-band spectrum of sound



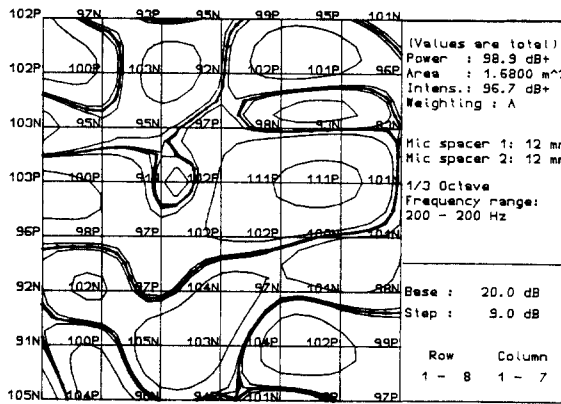
(a) Engine



(a) Engine



(b) Generator



(c) Radiator Fan

Fig.4 Equal-level contours

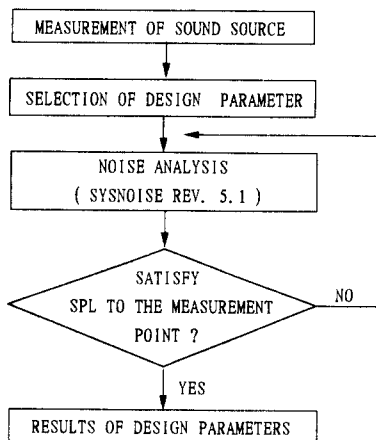


Fig.5 The procedure to determine design parameters by the noise analysis

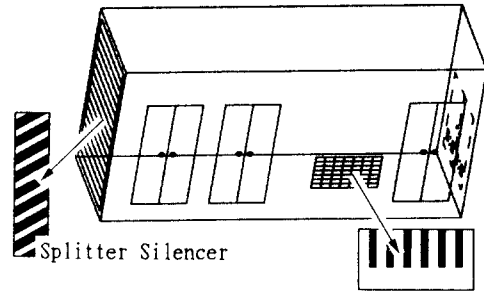


Fig.6 Configuration of the old product

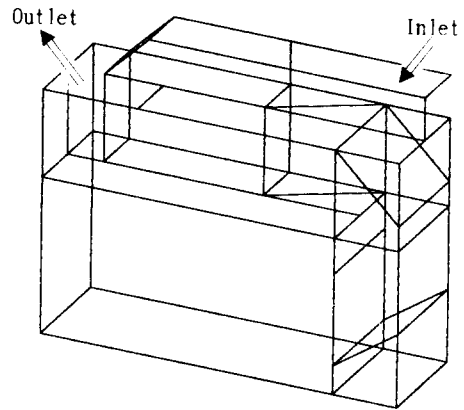
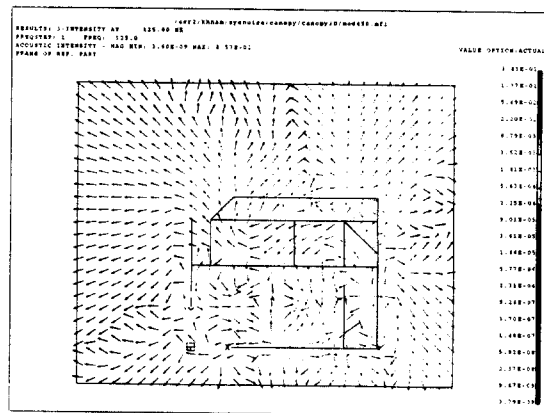


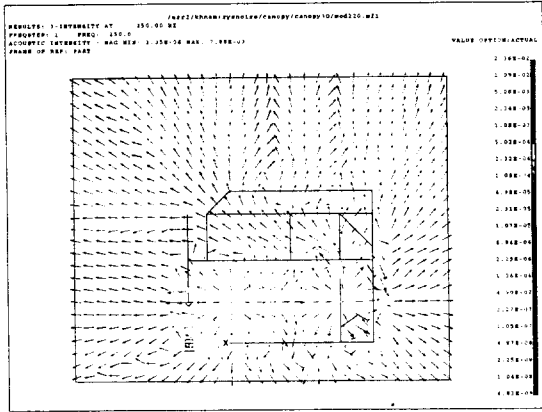
Fig.7 Configuration of the new product

ANGLE (°)	27	28	29	30	31	32	33	34
SPL (dBA)	93.9	115	83.1	83.5	83.7	83.9	83.7	87.4

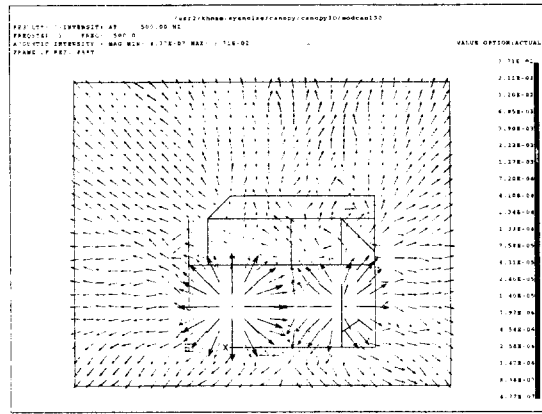
Fig.8 SPL variations of divided surface by the angle change



(a) 125Hz

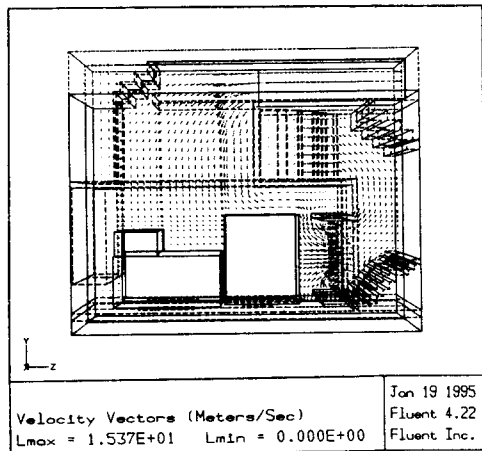


(b) 250Hz

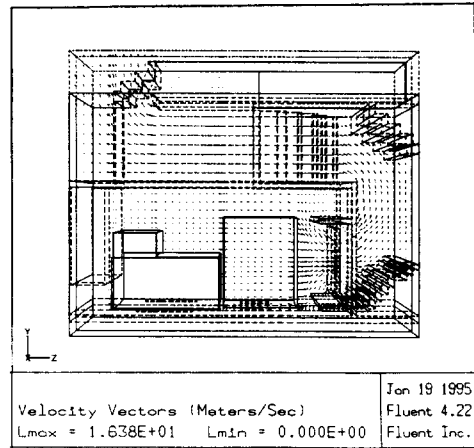


(c) 500Hz

Fig.9 Vector plot of the active sound intensity at the field point nodes



(a) suction type



(b) blow type

Fig. 10 Plot of the velocity vectors in canopy

4. 참고문헌

- 1) F. J. Fahy, Sound Intensity, Elsevier Science LTD, New York
- 2) B. & K., Sound Intensity Manual
- 3) L. Beranek, Noise Reduction, McGraw-Hill, New York, 1991
- 4) D. A. Bies & C. H. Hansen, Engineering Noise Control, Unwin Hyman LTD, London, 1988
- 5) 우재학, 박정석, 박득용, 오상경, "헤어드라이기의 소음특성해석, "한국소음진동공학회 춘계학술대회 논문집, pp.11-15, 1994
- 6) Sysnoise User's Manual Revision 5.1
- 7) 정일록, 소음 진동 이론과 실무, 녹원출판사, 1988
- 8) Fluent User's Manual Revision 4.2