

機關 排氣系의 머플러에서 壓力脈動에 起因된 放射音에 關한 實驗的 研究

李 焜 瑞* · 車 京 玉**

An Experimental Study on the Radiated Noise induced by Pressure Pulsation through Muffler in Engine Exhaust System

J. S. Lee* · K. O. Cha**

Key words : Pressure Pulsation(압력맥동), Radiated Noise(방사음), Exhaust System Simulator(배기계 모의실험장치), Coherence Function(기여도 함수), FRF(주파수 응답 함수)

Abstract

In automobile exhaust system, internal pressure pulsation and shell vibration greatly affect the surface sound radiation. This noise is emitted from the muffler outer shell due to the pulsation of the exhaust gas pressure. This paper describes an analytical study of these characteristics as influenced by exhaust system structure. An exhaust system simulator was used for generating the pressure pulsation. The relationship between shell vibration and radiated noise was identified by finding FRF.

1. 서 론

자동차의 배기계로부터의 소음은 상품성 향상의 관점만이 아닌 소음공해의 문제에서도 중요하며, 많은 연구가 검토되고, 진행되고 있다. 배기계로부터 발생하는 소음에는 고속의 배기가스로 인한 기류음(Flow Generated Noise), 배기관 내부의 압력파가 천이 되면서 발생하는 충격파음(Shock

Wave Noise), 배기관 후단에서 대기와의 압력차로 인하여 발생하는 토출음(Exhaust Noise), 엔진의 관성력과 폭발, 배기가스의 압력변동이 가진 원(Excitation source)이 되어 배기계 구조물이 진동하여 발생하는 방사음(Radiated Noise) 등이 있다.

배기관 후단에서 방출되는 토출음에 관해서는 소음 레벨의 저감만이 아니라 감성적 측면 음질에 이르기까지 많은 연구가 보고되고 있다.^{(1)~(3)} 또한

* 명지대학교 대학원 기계공학과(원고접수일 : 98년 3월)

** 명지대학교 기계공학과 교수

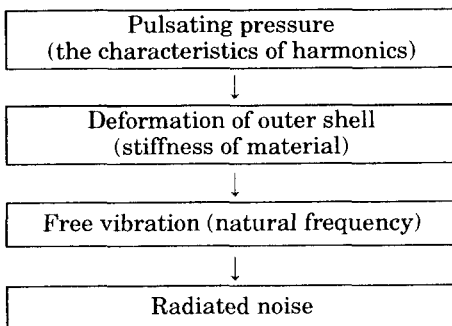
배기계 벽면으로부터 방출되고있는 방사음에 관한 연구는 부분적인 판 두께의 변화, 리브(Rib)의 첨가, 적층구조 적용⁽⁴⁾ 등을 통해서 대응하고 있지만 발생현상을 실험적으로 연구한 보고 내용은 그다지 많지 않다. 이것은 발생현상 자체가 많은 변수에 관련되어 있고, 센서 장착문제를 비롯한 여러 실험장치의 구성이 어렵기 때문이다.

본 논문은 배기계 소음 가운데 주된 소음원인 방사음에 관한 실험연구로서 엔진에 의한 가진(Excitation)은 배제하고 압력맥동에 의해서만 가진 될때의 방사음의 발생현상을 규명하기 위하여 배기계 모의실험장치를 제작하여 사용하였으며, 이에 대한 결과를 토대로 머물러 외형 및 개량에 관한 연구로 확대하고자 하는 데 본 연구의 목적을 두었다.

2. 이론적 고찰

방사부의 압력변동은 엔진 배기밸브 개폐로 인하여 방출되는 주기적인 고온 가스의 흐름을 동반한 압력파가 배기관 내부를 전파하는 과정으로부터 배기계 구조물을 가진 시켜서 발생하는 것이다. 전파현상은 음향이론과 압축성 유체역학을 기초로한 실험해석과 수치해석에 의한 연구가 많이 보고되고 있다.^{(5)~(6)}

Fig. 1에서와 같이 기존의 연구를 통하여 내부의 압력변동을 살펴보면 내부압력이 급격히 증가하여 천천히 감쇠되는 반면, 벽면진동과 방사음은 고주파 진동을 수반해가면서 감쇠하고있다. 또한 음의 피크가 발생하는 시기는 압력의 변동에 고조파 성분이 증가하는 시기와 일치하고 있다. 따라서 머물러 벽면에서 방사되는 소음은 다음과 같은 메카



니즘으로 발생하고 있다고 생각된다.

즉, 벽면은 내부압력에 의하여 강제적으로 변형되며 벽면 구조 특유의 고유 진동특성으로 자유진동하면서 감쇠해 간다. 이때 가진하는 내부 압력중에 고유진동수와 일치하는 주파수 성분이 포함되어 있다면 공진으로 인하여 벽면 진동은 증가할 것이다. 이 진동이 벽면에서 음향적으로 변환되어 방사음이 된다. 그러므로 벽면의 강성, 고유진동의 특성이 방사음을 결정하는 중요한 요소가 된다.

3. 실험장치 및 방법

본 연구에 사용한 실험장치의 개략도는 Fig. 2(a)에 도시하였다. 실험에 요구되는 공기는 15마력의 압축기와 유량을 정확히 조절하기 위한 5마력의 보조 압축기를 장착하므로써 압축기로부터 고압 공기를 첫 번째 챔버로 유입시킨다. 이때 챔버내부에서 안정된 공기를 파이프로 연결된 두 번째 챔버로 유입시킨 후 로터리 밸브를 통해서 배기관 내부로 방출시킨다. 충격파의 발생으로 인한 영향을 배제하고 실험에 사용된 압축기의 용량을 고려하여 두 번째 챔버의 공기압력은 1.6kg/cm²로 일정하게 유지하였다. 이때 모터의 회전수를 1000rpm,

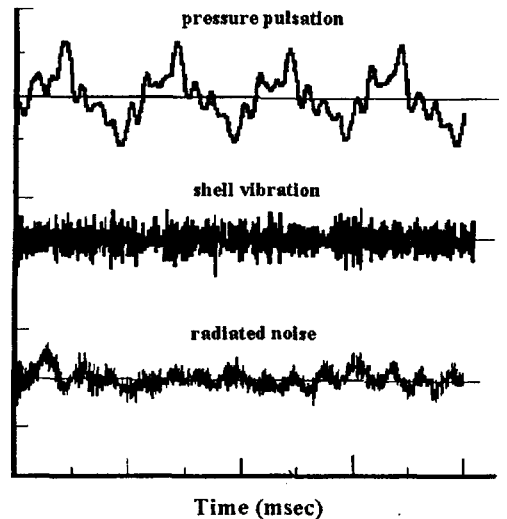


Fig.1. Comparison of pressure pulsation, shell vibration, and radiated noise

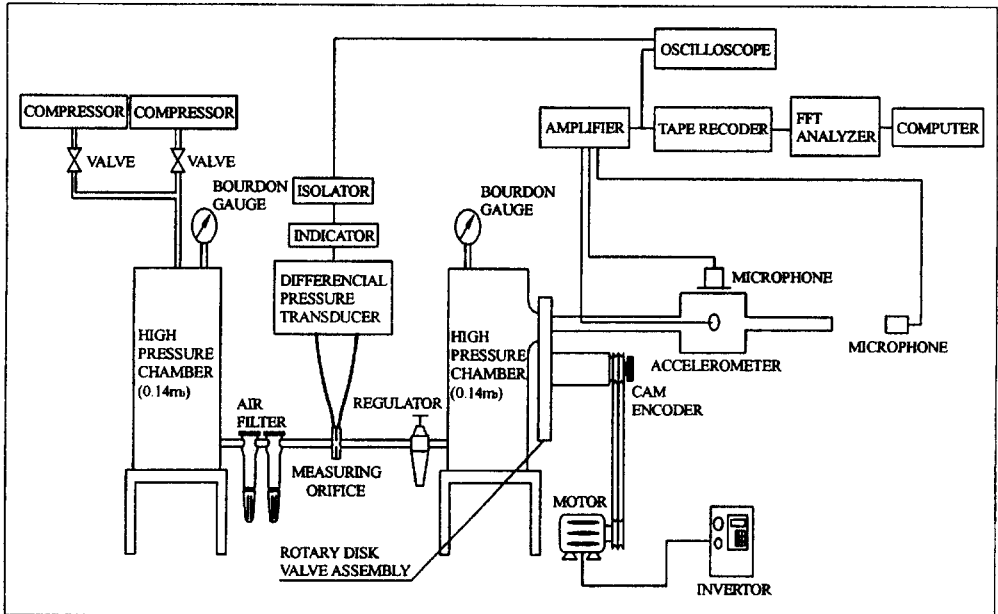


Fig.2(a). Schematic diagram of experimental apparatus

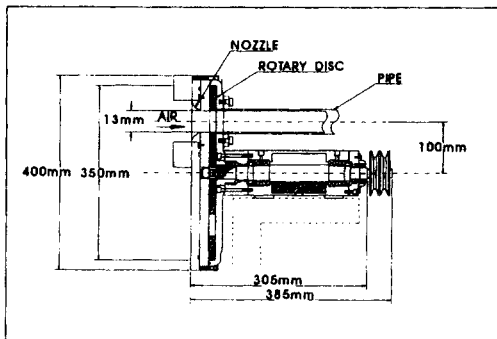


Fig.2(b) Rotary Valve Assembly

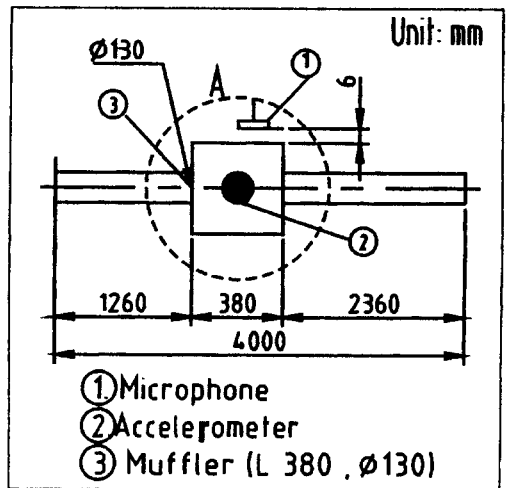


Fig.3(a) Diagram of test section

2000rpm, 3000rpm으로 조정하여 Fig.2(b)에 나타난 로터리 디스크를 회전시킬때 디스크의 홀(hole)을 통하여 맥동유동이 형성되며 회전수에 해당하는 주파수의 성분을 갖는 압력맥동이 생성된다.

실험에 사용된 시험부를 Fig. 3(a)에 도시하였다. 배기파이프는 길이 4000mm, 직경 40mm이고 머플러는 길이 380mm, 직경 130mm인 확장관을 사용하였다. Fig. 3(b)는 머플러에 장착된 마이크로폰과 가속도계를 나타내고있다. 가속도계는 머플러의 길이방향으로 중앙에 장착 되었고 방사음을 측정하기 위한 마이크로폰은 머플러 벽면으로부터 6mm 떨어진 위치에 설치하였다. 이때 주변

진동을 차단하여 압력맥동에 의한 가진만을 얻고자 각 실험장치에 방진재로 진동을 차단하였고 로터리 디스크는 Fig. 2(b)에서 보여지듯이 하우징안에서 회전하기 때문에 직접 배기관을 가진하지 않으며, 하우징은 모터가 장착된 실험장치와는 분리시켜 회전장치로부터의 진동을 최소화하였다.

Fig. 3(b)와 같이 주위소음의 간섭을 피하기 위하여 마이크로폰 연결부를 제작한 후 연결부 주위를

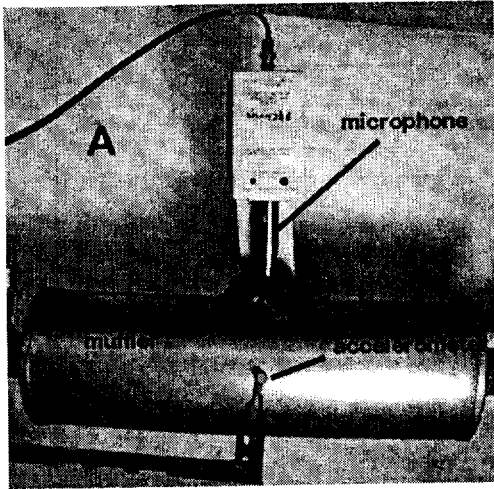


Fig.3(b) Setting of microphone and accelerometer

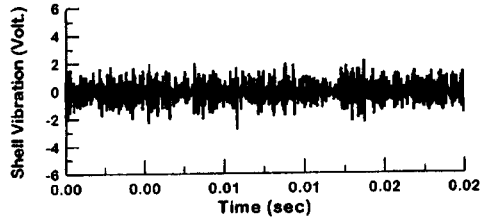
차음재료를 이용하여 설치하였다. 이때 머플러 벽면에 부착된 차음재의 형상에 의해 방사음이 마이크로폰에 전달되는 과정에 영향이 있을 수 있으나 두 대의 압축기가 작동되고 있는 주위소음간섭의 영향을 최소화하고자 이 방법을 택하였다.

각각의 센서로부터 측정되어진 신호는 시간평균을 10sec로 하고 프로세서평균을 50회로 하여 데이터를 구하였다. 주파수 영역 해석을 위하여 각 신호의 파워스펙트럼과 벽면 진동을 입력으로 하고 방사소음을 출력으로 하여 두 신호사이의 기여도함수와 주파수응답함수(FRF ; Frequency Response Function)를 구하였다.⁽⁷⁾⁻⁽⁸⁾ 해석하고자 하는 주파수 영역은 일반적인 가청주파수 영역인 20KHz까지로 하였다.

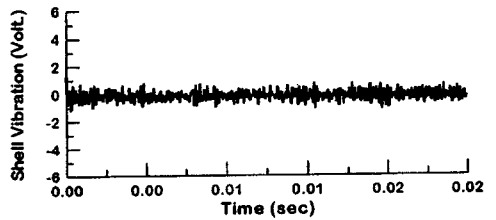
4. 실험결과 및 고찰

4.1 시간영역 해석

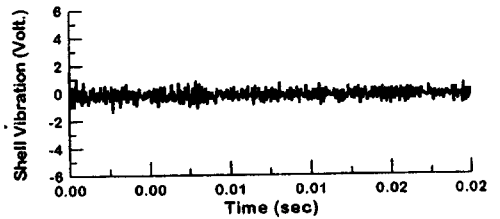
압력맥동으로 가진되어 발생하는 머플러 벽면의 진동신호를 각 회전수에 따라서 Fig.4에 나타내었다. 여기서 Fig. 4(a)의 0 rpm은 로터리 디스크를 회전하지 않고 공기를 유동시켰을 때를 나타낸다. 즉 고속 기류에 따라서 가진된 것이지 큰 진폭의 압력맥동에 의하여 가진된 것은 아니다. 이것은 그림에서 알 수 있듯이 고주파성분을 많이 내포하



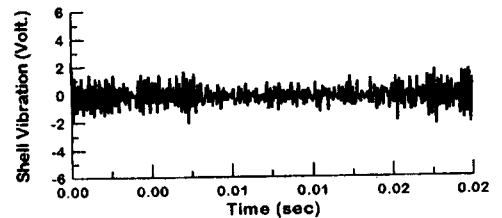
(a) 0 rpm



(b) 1000 rpm



(c) 2000 rpm



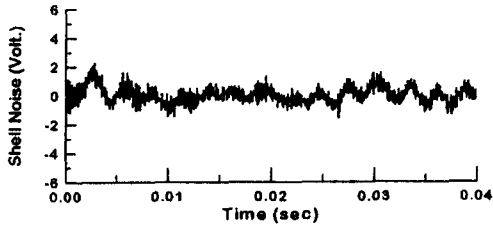
(d) 3000 rpm

Fig. 4. Time histories of shell vibration for various rpm

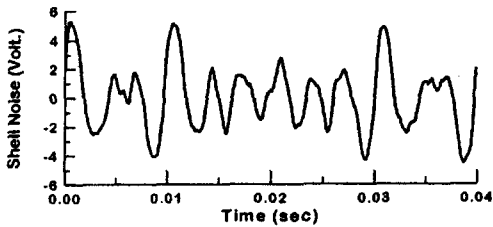
고 있음을 알 수 있다. Fig. 4(b)~(d)는 회전수를 1000rpm, 2000rpm, 3000rpm으로 주어 압력맥동

을 발생시켰을 때의 진동 신호이다. 회전수가 빨라질수록 진폭이 더 커짐을 알 수 있다.

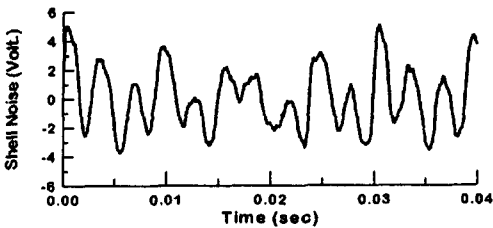
Fig. 5는 머플러 벽면으로부터 방사된 소음에 대한 파형을 나타낸 것이다. Fig. 5(a)에서는 고속기



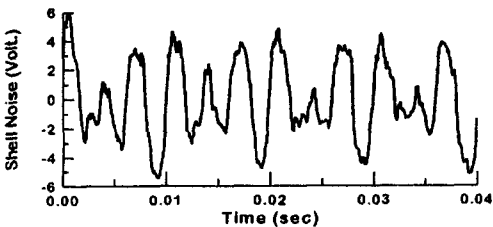
(a) 0 rpm



(b) 1000 rpm



(c) 2000 rpm



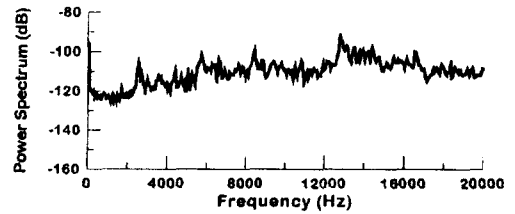
(d) 3000 rpm

Fig. 5. Time histories of radiated noise for various rpm

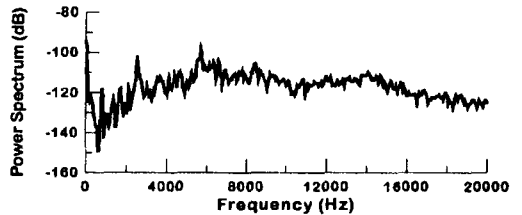
류로 인하여 상대적으로 높은 주파수의 파형이 관측되었고, 압력맥동이 발생했을 때에는 저주파 성분의 압력맥동 가짐으로 인해서 음압레벨은 커지고 주파수는 저주파로 이동되어진다. 그러므로 회전수가 증가할수록 다시 고주파성분이 나타나고 있으며, 보다 자세한 정보는 주파수영역 해석을 통하여 얻어질 수 있다.

4.2 주파수영역 해석

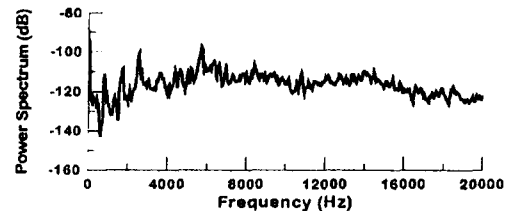
각회전수에 대하여 머플러 벽면 진동의 파워스펙트럼을 Fig. 6에 나타내었다. 2.5KHz이상의 고



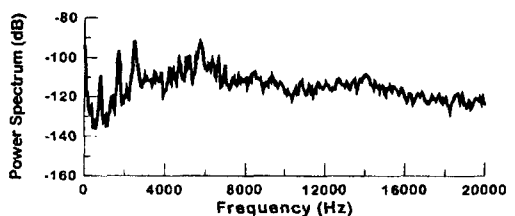
(a) 0 rpm



(b) 1000 rpm



(c) 2000 rpm



(d) 3000 rpm

Fig. 6 Power spectrum of shell vibration

주파성분이 큰 레벨을 나타내고 있다. Fig.6(a)에서 알 수 있듯이 고속기류로 인하여 2.5KHz이상의 전 대역에 걸쳐 레벨이 증대하고 있다. 하지만 압력맥동이 발생할 경우 Fig. 6(b)는 시간영역 해석에서 확인되었듯이 Fig. 6(a)와 비교할 때 상대적으로 저주파수 영역의 레벨이 증대하고 있다. 회전수가 증가하면서 고주파 성분이 증가하지만 압력맥동 발생시의 진동레벨은 2.5KHz에서 6KHz 까지 큰 레벨을 나타내고 있다. Fig. 6의 벽면 진동의 파워스펙트럼을 전체적으로 비교하였을 때 엔진회전수에 따른 기본주파수와 그것의 조화파 성

분들이 잘 관찰되지 않고 있다.

이와같은 현상은 실험에 사용된 머플러가 단순 확장관이 아닌 실제 차량용 머플러이기 때문에 맥동으로 인한 가진이 직접 벽면에 전달되지 않았기 때문이다. 하지만 3000rpm의 높은 회전수에서는 맥동으로 인한 조화파 성분들이 나타나고 있다.

머플러 벽면에서 방사된 소음의 각 회전수에 대한 파워스펙트럼을 Fig. 7에 나타내었다. Fig. 7(a)는 고속기류로 인한것이며, 약 5KHz 이상에서는 고주파성분이 나타나고 있으나 압력맥동을 발생시켰을 경우에는 고주파성분은 감소하고있다. 한편 5KHz이하의 상대적으로 저주파영역의 성분이 회전수가 증가할수록 증대되고 있음을 알 수 있다. 이것은 압력맥동으로 가진되어진 머플러 벽면을 통한 방사음은 약 5KHz주파수 이하의 영역에 영향을 주며 회전수가 증가할수록 음압레벨은 증대되어진 다는 것을 알 수 있다. 벽면 진동으로 인한 방사소음과의 관계는 다음의 주파수응답함수를 통해 더욱 명확해진다.

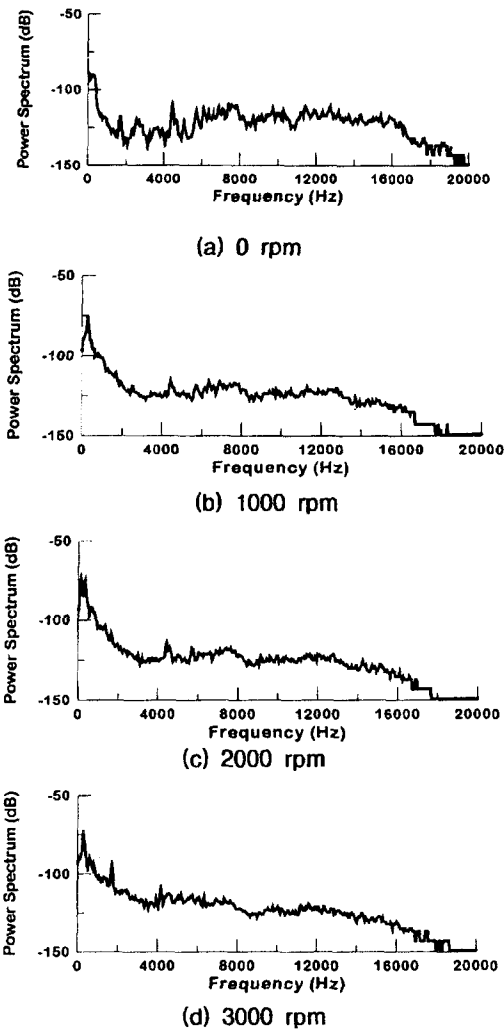


Fig. 7. Power spectrum of radiated noise

4.3 주파수응답함수 및 근사모델

두 신호 즉, 벽면진동과 방사소음과의 주파수 영역 상관도를 확인하기 위하여 Fig. 8에 기여도함수를 나타내었다. 해석영역인 20KHz까지 우수한 상관도를 나타내고 있다. 이로서 방사소음은 벽면진동에 의하여 발생되고 있음을 명확히 알 수 있다.

두신호사이의 전달특성을 확인하기 위하여 Fig. 9(a)에 회전수 3000rpm일 때의 진동신호를 입력신호로 하고 방사소음을 출력으로 하여 주파수응답함수의 크기(magnitude)를 Fig. 9(b)에 위상(phase)을 나타내었다. 파워스펙트럼에서도 확인

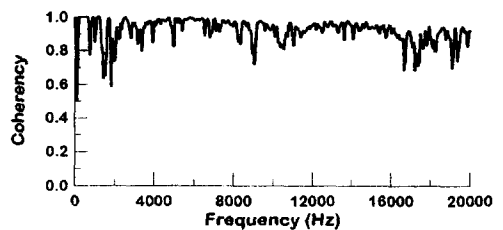


Fig. 8. Coherence function(between vibration and noise)

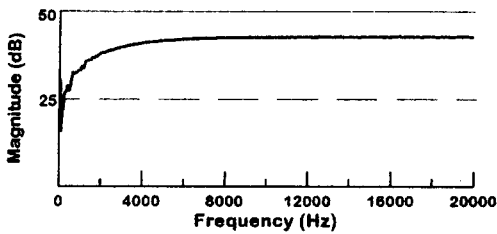
되었듯이 약 5KHz까지 주파수응답함수가 증가하고 있다. 그러므로 이 영역까지는 진동신호에 의하여 음압이 계속 증대됨을 나타내고 있는 것이며, 위상정보에서도 알 수 있듯이 5KHz까지 약 90°의 위상차를 나타내고 그 이상의 주파수에서는 위상변화가 서서히 감소하고 있다. 이렇게 시간지연(time-delay)이 없는 것은 아마도 마이크론의 감도와 마이크론의 위치 선정에 관계된 것이라고 생각되어진다. 이로서 방사음은 약 5KHz이하의

주파수 영역에서 발생되고 증가함을 알 수 있다.

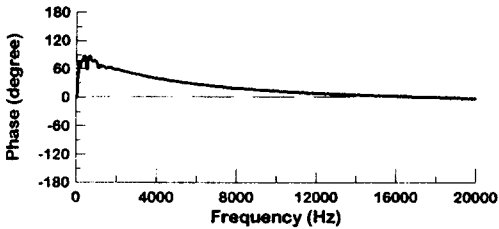
주파수응답함수에서 5KHz까지 선형적으로 증가한다고 가정할 경우 Fig. 10과 같은 하나의 방사음 발생 모델을 고려하여 Fig. 9의 Bode선도로부터 다음과 같은 근사모델링(Approximate Modelling)사용이 가능하다. 즉

$$\frac{V(s)}{U(s)} = \frac{s}{as+w}$$

윗식에서 U는 벽면진동으로 인한 매질(공기)의 변위이고, V는 벽면진동으로 인한 방사음압이다. 그리고 s는 라플라스(Laplace) 변환을 나타낸 것이다. 이와같이 맥동으로 가진 되어진 차량용 머플러는 약 5kHz이하의 주파수영역에서 발생됨을 알 수 있으며, 이 결과는 기존의 연구결과(9)와 좋은 일치를 보이고 있다.



(a) Magnitude



(b) Phase

Fig. 9. Frequency response function(between vibration and noise)

5. 결 론

차량용 머플러의 벽면에서 발생하는 방사음의 발생현상을 해석하기 위하여 배기계 모의실험장치를 제작하여 수행하였다. 디스크의 회전에 의한 가진성분을 최소화하기 위하여 구동부의 본체와 배기계는 분리되어 장착되었으며 장착부와 배기계사이의 기여도함수를(coherence function) 통하여 구동부에 의한 가진의 영향은 무시될 수 있음을 확인하였다. 따라서 본 실험에 사용된 머플러 외벽의 방사음은 머플러 내부를 통과하는 압력맥동에 따라서 가진 된 벽면의 강제진동에 의하여 발생한다. 주파수영역 해석을 통한 방사음은 가청주파수영역에서는 비교적 고주파수 영역인 5KHz까지는 증가하면서 발생되어짐을 알았다. 주파수 응답함수로부터 매질의 변위와 방사음압사이의 관계는 간단한 선형모델화가 가능함을 확인하였다. 본 실험방법과 결과를 이용하여 이후 연구에서는 더 발전된 연구가 가능할 것으로 보고있다.

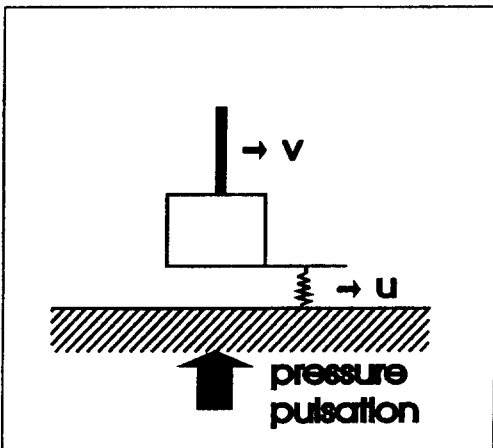


Fig. 10. A model of radiated noise generation

참고문헌

- 1) G. P. Blair, 1991, "An Alternative Method for the Prediction of Unsteady Gas Flow Through the

Internal Combustion Engine”, SAE Technical paper No. 911850

- 2) 小澤의 : 自動車排氣音의 音色評價法, 日本音響學會誌, Vol. 48, No. 11 (1992)
- 3) 倉田의 : 吸排氣系의 減音量의 豫測, 自動車技術會論文集. Vol. 24, No. 1 (1993)
- 4) T.Wakita, Y.Kozawa.” Objective Rating of Rumble in Vehicle Passenger Compartment during Acceleration”, SAE, Noise and Vibration Conference 89, 891155
- 5) 차경옥, 이준서, “자동차 배기계의 압력과 전파특성에 관한 연구”, 한국자동차학회 논문집, 제4권 제4호, pp18 - 26, 1996
- 6) R. S. Benson et. al., 1964, “A Numerical Solution of Unsteady Flow Problems”, Int. J. Mech. Sci., Vol. 6, pp.117~144
- 7) J.S. Bendat, A.G.Piersol, “Random Data Analysis and Measurement Procedures” ,John Wiley & Sons, INC. 1980
- 8) J.S. Bendat, A.G.Piersol, “Engineering Application of Correlation and Spectral Analysis” John Wiley & Sons,INC. 1980
- 9) Isamu Nakada, Yasushi Yoshihara, “An Analytical Study of Surface Sound Radiation from Automobile Exhaust System”, トヨタ自動車 エンジン技術部, 1994

저 자 소 개



차경옥(車京玉)

1945년 1월생. 1972년 한양대학교 공과대학 기계공학과 졸업, 1977년 단국대학교 대학원 기계공학과 졸업(석사), 1984년 동대학원 기계공학과 졸업(박사), 1986년 일본도요다공업대학 기계공학과 객원교수. 1981년~현재 명지대학교 기계공학과 교수, 당학회 회원



이준서(李竣瑞)

1967년 6월생. 1991년 명지대학교 공과대학 기계공학과 졸업, 1993년 명지대학교 대학원 기계공학과 졸업(석사), 1998년 동대학원 기계공학과 졸업(박사), 1996~현재 명지대학교 부설 산업기술연구소 연구원, 당 학회 회원