

배기소음기의 음향 해석 및 설계 : I. 구조에 따른 작동 원리

Acoustic Analysis and Design of Exhaust Mufflers : I. Operating Principles Associated with Structures

이 정 권
J. G. Ih



이 정 권
• 1957년 1월생
• 한국과학기술원 기계공학과
• 음향학(소음·진동)

1. 서 론

消音器(Muffler 혹은 Silencer)는 “液體의 자유로운 흐름에 방해가 되지 않으면서, 内部를 통해 傳播되는 騒音의 減衰를 목적으로 형상 및 재질의 처리를 한 관이나 덕트의 한 부분”으로 정의된다.⁽¹⁾ 다시 말하자면, 흡배기계의 설계 목표는, 엔진효율 저하를 최소화하면서 음향에너지의 전달 및 방출을 제어함을 실현하는 것이라고 할 수 있다.

내연기관에서 방출되는 소음은 그 배기 매니폴드에서 매우 큰 레벨(최대 약 190dB)을 갖게 되어, 소음기의 사용은 필수적이며, 공회전을 제외한 통상 작동범위에서는 토출 소음(Discharge Noise)과 결표면에서 방사(Radiation)되는 배기계 소음이 차량에 있어서 가장 큰 소음원(Noise Source)중 하나이다.^(2,3) 배기 토출음은 맥동 소음(Pulsating Noise)과 기류소음(Flow Noise)으로 구분할 수 있는데,⁽⁴⁾ 전자는 실린더 내부의 고압

연소 가스가 배기 밸브가 열릴 때 저압의 외부로 방출되면서 발생하는 압력 충격파(Shock Wave)로 규정될 수 있고, 엔진의 배기 싸이클을 기본 주파수로 하는 고조파(Harmonics)를 포함한다. 후자는 배기계내의 가스의 흐름이 미관(Tail Pipe) 끝단에서 대기로 분출될 때 발생하는 소음이 대부분이고, 비교적 고주파수 성분의 레벨이 큰 분홍색잡음(Pink Noise)과 유사한 주파수 특성을 갖게 된다. 사회의 발전에 따라 정책적으로 배출 소음에 대한 규제가 점점 강화되고 있는 현재에는, 이러한 점에 비추어, 그 적절한 설계에 대한 중요성이 매우 크다 하겠다.

설계자가 단지 소음 레벨(Level)의 감쇠에만 관심을 갖는다면, 吸氣(Intake)나 排氣(Exhaust)계의 소음은 壓力降下(Pressure Drop)를 이용하여 얼마든지 목적을 이룰 수 있다. 그러나, 현실적인 응용을 위하여는 容積(또는 크기), 重量, 形狀, 價格(제작비 및 재료비), 背壓(Backpressure), 耐久性, 交替性……등 다른 여러가지 因子들에도 신경을 써야 한다.⁽¹⁾ 아래 보이는 Table. 1에는 관련된 여러가지 대표적인 考慮 사항이 열거되어 있다. 이 중에서, 엔진 성능의 極大化와 관련있는 배압에 대한 설계 條件은(Aerodynamic Criterion) 소음감쇠 조건(Acoustic Criterion)과 가장 강력한 상충(Trade-Off)의 관계가 있으므로 매우 신중한 고려가 요구 된다. 또, 일반적으로

Table 1 Basic considerations for muffler design

View point	Design Target
Discharge Noise	Minimum noise level
Engine Power	Maximum engine performance
Fuel Economy and Price	Minimum weight
Available Space	Minimum size
Price	Minimum cost
Durability	Long life
Manufacturability	Manufacturing ease
Installation / Manufacturing	Convenient shape
Safety and Durability	Minimum temperature and gradient
Noise Quality	Good tonal quality
Aesthetic Shape	Attractive appearance

消音系(Silencing System)는 차량 設計時 最終 단계에 고려되거나, 기존의 車形에 맞게 설계하여야 하므로, 중량, 크기(容積) 등도 소음감쇠 조건과 相衡되는 관계가 있어서, 한가지 조건을 만족시키려면 다른 여러가지 조건들을 희생시켜야만 하는 경우가 종종 발생한다. 소음기 설계자는 이러한 여러가지 제약 조건들의 본성을 잘 파악하고, 또 그 수단으로서 쓰이는 각 소음기 부품의 특성을 최대한 이용하여, 각 제약 조건에 부과되는 최소한의 현실적인 목표량을 모두 만족시킬 수 있도록 노력을 기울여야 한다.

소음기는 作動 原理에 따라 크게 分類하여, Fig. 1에서 볼 수 있듯이, 反射形(Reactive 또는, Reflective), 消失형(Dissipative 또는, Resistive : 또는, 吸音형, Absorptive), 반사 및 소실형(Reactive-Resistive) 소음기 등으로 區分된다. 반사형 소음기는 소음源(Noise Source ; Power Plant ; Engine)에서 放出된 音響 에너지를 단면적의 불연속에서 惹起된 임피던스 不整合(Impedance Mismatch)에 의해, 그 일부의 에너지를 음원 축으로 반사시켜서 소음의 감쇠를 얻는 원리에 따라 그 抑制 帶域(Stop Band)이 정해진다. Fig.2에 임피던스 부정합을 설명한 예가 보여지고 있다. 이러한 종류의 소음기는 작동 周波數가 주로 低주파 및 中주파수 대역에 있으나, 아주 낮은 주파수 범위는 엔진의 공기 流動(Aspiration)을 容易하게

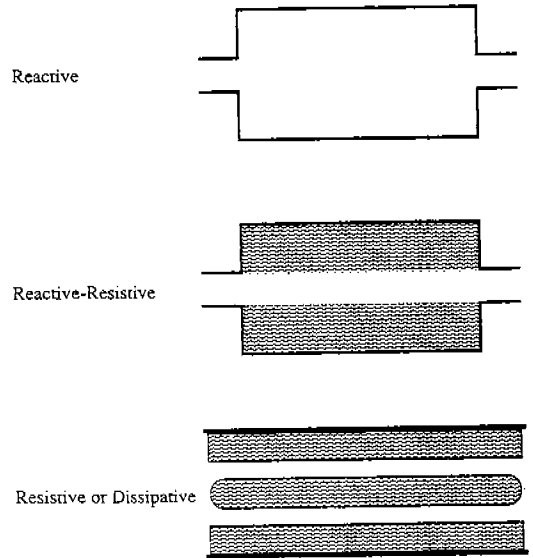


Fig.1 Three types of conventional acoustic filters.

하기 위해, 되도록 감쇠시키지 않고 通過시키는 저역통과 필터(Low-Pass Filter)로서 설계하여야 한다. Fig.3에 각종 형태의 대역 필터 특성을 보여주고 있다.⁽⁵⁾ 한편, 소실형 소음기는 유체 흐름의 중간 혹은 벽면 부위에 흡음재를 사용하여, 음향 에너지가 흡음 재료의 작은 氣孔 經路에 생기는 境界層(Boundary Layer)내에서 粘性 및 熱傳導

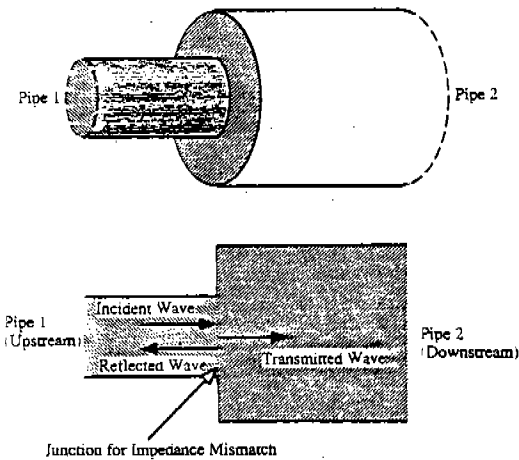


Fig.2 Impedance mismatch due to area discontinuities.

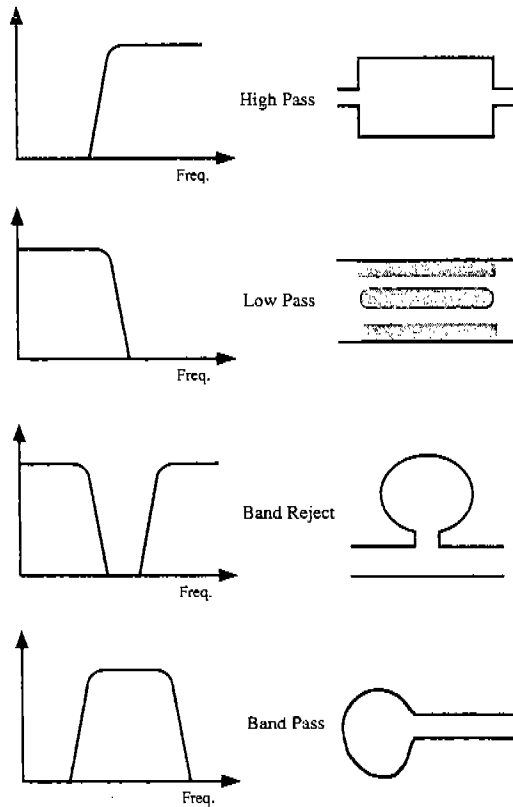


Fig.3 Various types of filters and analogous silencer elements.

機構(Visco-Thermal Dissipation Mechanism)에 의해 열 에너지로 전환 되는 것을 이용한 방법이다. 이러한 소음기 구조에 있어서, 소음의 감쇠량은 대개 흡음재의 길이와 두께에 비례하게 되고, 그 주파수는 흡음재의 두께 및 背後처리(Backing) 상태에 따라 결정된다. 이 종류의 소음기는 그 작동 원리상, 有效 주파수가 주로 중주파수 이상의 高주파수 대역에 놓이는 것이 보통이다.⁽⁶⁾ 이 둘 두가지 형태의 주파수 특성을 보완하며, 주어진 幾何 제한 조건을 최대한 이용하기 위해, 반사형의 幾何 구조에 소실형 흡음재(Dissipative Lining)를 사용하는 복합형태의 반사 및 소실형 소음기 구조가 보편적으로 쓰이고 있다. 그러나, 高溫, 高速, 化學작용 등이 존재하는 劣惡한 조건(예를 들어, 내연기관의 배기계)에서는 사용되는 흡음재의 熔解, 飛散, 磨滅, 融着, 吸水 등에 의하여, 얼마간의 기간이 경과한 후에는 그 기능을 다하지 못 할 뿐더러, 오히려 유효한 체적의 縮小까지 이르게 되어, 늘어 나는 가격에 비해 소음기로서의 기능을 다하지 못하게 된다. 그러므로, 고온, 고속의 내연기관 배기계에서는 特殊한 경우가 아니면 주로 반사형 소음기를 사용하는 것이 추천 된다.

이와 같이 소음기가 쓰이는 응용 분야로는 다음과 같이 매우 廣範圍 하게 있다.

- 1) 엔진(자동차, 헬리콥터, 산업機器, ……등)의 흡·배기계에서의 空氣傳播소음의 감소. (Fig4, 5, 6 참조)^(7, 8).
- 2) 冷暖房 工調系(HVAC 계)의 送風기(Fan, Blower), 壓縮기(Compressor), 모터, 유체 등에서 발생된 소음이 파이프 또는 덕트(Duct)를 통해 건물 내부 등에 浸透하는 것을 감쇠.
- 3) 냉장고, 에어컨 등의 家電기기 및 자동차 부품, 또는 油壓기기의 압축기, 펌프, 밸브 등에서의 소음 감쇠 및 파이프 내부의 압력 變動 緩和.
- 4) 變電기(Electrical Transformer), 自家發展기 등의 防音 덮개 및 일반 Close Fitting Enclosure 등의 내부 冷却용 흡기 및 배기계에서의 放射 소음 감쇠.

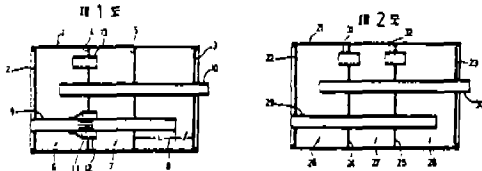


Fig. 4 A layout of an exhaust muffler in a domestic patent.

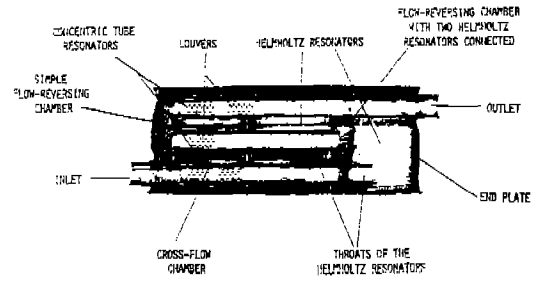


Fig. 5 Cross section of an automobile muffler with different parts indicated.

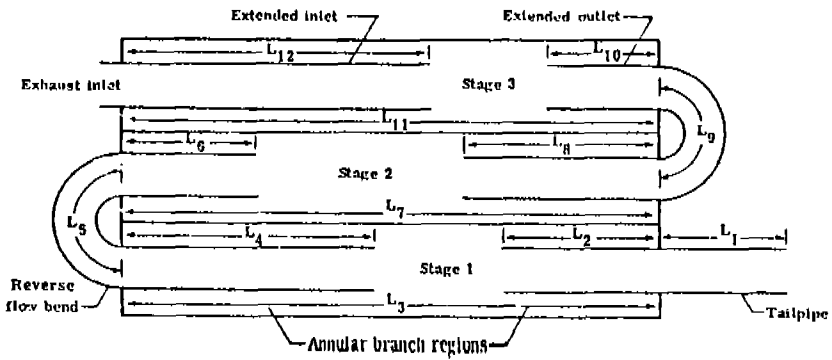


Fig. 6 Schematic of three-stage muffler with bends to conserve space applied to an helicopter.

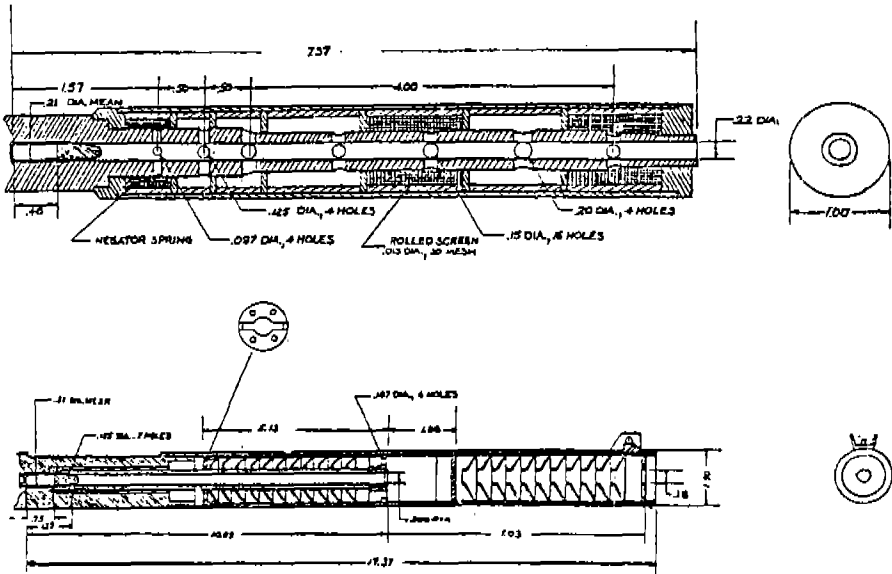


Fig. 7 Examples of gun silencers.

- 5) 廣義로서, 터빈, 비행기 엔진 입구, 風洞 등의 흡·배기 유체 소음 저감.⁽⁹⁾
- 6) 軍사용 목적 : 後爆音의 방지를 위한 砲口의 Muzzle Braker, 拳銃의 소음기 등(Fig.7 참조).
- 7) 기타.

이러한 흡·배기계의 음향 특성을 설계 및 튜닝(Tuning) 함에 있어서, 종래에는 과거의 설계, 장착예에 따른 성능에 근거한 선형적인 방법이라든가, 혹은 몇개의 주어진 샘플을 장착하여 보고 결정하는 시행착오법 등에 의해 설계목표에 가장 근사한 소음계를 선택하여서, 많은 시간과 인원 및 개발 비용을 낭비하여 왔다. 또한, 새로운 엔진계에 적용할 때에는 타 엔진에 적용하던 경험의 재현성이 없게 된다. 근래에 와서는 이러한 전통적인 방법외에 음향학 이론에 근거한 성능

예측 방법에 대한 연구가 활발히 전개되어,⁽¹⁰⁾ 그 연구 결과를 응용한 예측 설계에 의해 튜닝(Tuning) 작업을 성공적으로 수행 할 수 있게 되었다.(Fig.8 참조) 이 글의 목적은 자동차 및 산업 증장비용 흡배기계의 음향설계 혹은 해석시 소음계 설계자가 알아야 할 기초 지식을 요약하여, 추후 설계 작업에 있어서의 기본 개념을 제공하고자 한다.

2. 구조 설명

2.1 배치의 형식

배기계를 설계 할 때에는(특히, 트럭에 대한) Fig.9에서 보듯이 수평형, 수직형, 수평형 소음기와 수직형 미관의 복합체 등 3가지 형태가 고려되고 있다.⁽¹¹⁾

수평형은 中型 트럭에서 많이 쓰이는데, 요구되는 소음 감쇠를 얻기 위하여는 Multi-Pass, Multi-Chamber의 복잡한 형태가 필요하게 되어서, 대개 높은 배압을 수반하게 되고, 주어진 공간이 한정되어서 미관의 길이가 짧아지나, 그 외형이 차의 외형에 들어나지 않아 깨끗하고, 장착이 쉽다. 수직형은 大型 트럭에서 많이 쓰이는데, 마운팅에 쓰이는 보조 장치가 많이 필요하고, 체결용 밴드 등을 포함하는 관이 길어지나, Multi-Pass, Multi-Chamber를 갖는 복잡한 형태의 소음기를 사용하지 않아도 되므로, 그 제작 원리가 싸지고, 운전비용도 감축되며, 장착 형태에 따른 음파의 방향성에 의해 소음도 상당히 줄어 들게 된다. 수평형 소음기와 수직형 미관을 갖는 형태는, 그 기본 구조 형태상 역류형(Reversing-Flow

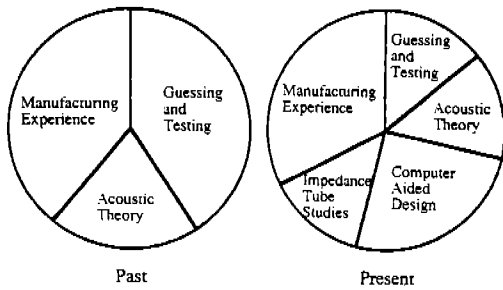


Fig.8 Evolution of design and selecting methodology for mufflers.

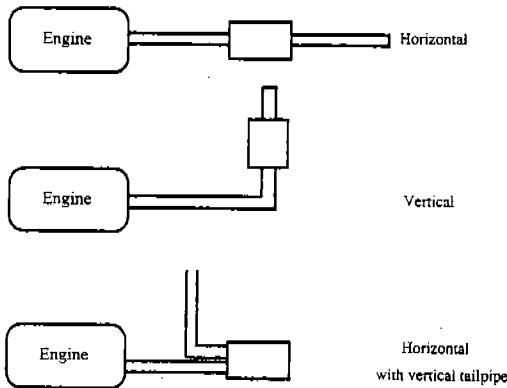


Fig.9 Typical automotive exhaust system layout.

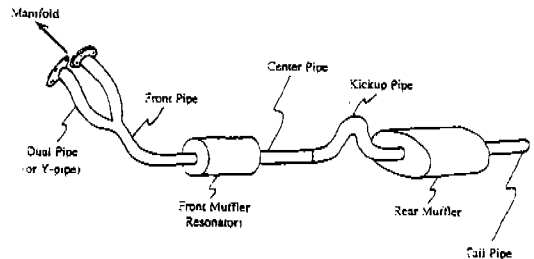
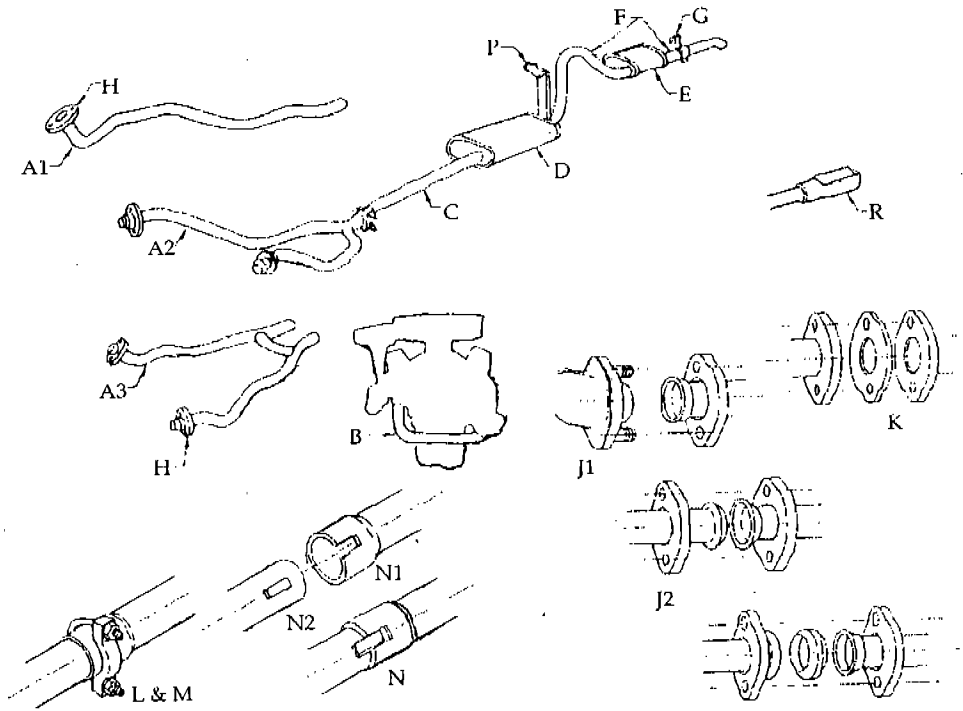


Fig.10 Part names of automotive exhaust system.



Component	Preferred Title	Variation of Preferred Title
A-1	Exhaust Pipe	Inlet Pipe
A-2	Y Pipe	Exhaust Pipe
A-3	H Pipe	Exhaust Pipe
B	Crossover Plate	
C	Intermediate Pipe	Extension Pipe
D	Muffler	
E	Resonator	
F	Tailpipe	Kick-up Pipe
G	Bracket	
H	Flange	
J	Spherical Connection	Ball Joint
K	Flat Flange Joint	Welded Flange
L	Slip Joint	
M	Clamp	
N	Locating Joints	Indexing Joint
N-1	Locating Notches	
N-2	Locating Tabs	
P	Hanger	Supports
Q	Outlet Extension	Bright Outlet

Fig.11 Nomenclature for automotive exhaust system parts based on SAE J97.

Type) 소음기를 쓰게 되어 있으므로, 배압 면에서 상당히 좋지 않은 성능을 갖게 된다.

2.2 배기계의 부품

Fig.10에는 배기계의 대표적인 각부 명칭과 그 형태가 보여지고 있다. Fig.11은 SAE J97에 의한 각부위의 일반적인 명칭 및 위치를 보여준다.⁽¹²⁾

배기 매니폴드에서 합쳐진 소음 및 기류는 전방관(Front Pipe)을 통과한 후 전치 소음기(또는 공명기)에 유입된다. 최근에는 배기가스의 유해 성분을 감소시키기 위해 전방관 중앙에 촉매 변환기(Catalytic Converter)를 설치하게 된다. 이 때 높은 레벨의 관내 소음이 벽면을 통과하여 대기로 방출되는 것을 막기 위해 이중관으로 돌려 싸기도 하며, 촉매 변환기를 통과하는 도중에 작은 관에서의 저항 및 불연속면에 의한 음향 반사에 의해 소음저감도 일부 일어나게 된다.⁽¹³⁾ 전치 소음기는 설치하지 않는 차량도 있으나, 대개 후치 소음기에서 필요한 만큼의 소음 저감을 얻을 수 없을 정도의 공간과 배압 제한 조건이 주어져 있을 때, 후치 소음기의 소음저감량 이상의 저감을 더 필요로 할 때, 또, 전치 소음기 이후에서 벽면에서의 소음방사량을 줄이고자 할 때 쓰이게 된다. 전치 소음기의 하류는 중앙관(Center Pipe)으로 연결되고, 이는 다시 굴곡관(Kickup Pipe)과 연결되는데, 굴곡관은 후륜차축과의 간섭을 피하기 위한 형태로 되어 있다. 이 때에도 관의 굴곡에 의해 단면적의 변화가 생기게 되므로 소량의 음향반사가 수반된다. 굴곡관은 다시 후치 소음기(Rear Muffler)로 이어 지는데 대부분의 소음 감쇠는 이 부분에서 이루어 진다. 후치 소음기의 출구는 비교적 짧은 길이를 갖는 미관(Tail Pipe)로 연결되는데, 배기 소음의 최종적인 Tuning을 위하여 곡관을 사용하기도 한다. 배기 토출음은 이 미관의 열린 구멍에서 외기로 방사 되는 소음을 일컫는다.

2.3 소음기의 부품⁽²⁾

Fig.12는 공명기(Resonator 또는 Front Muffler)의各部 명칭을 보여준다(SAE J 262). Fig.13은 소음기(Muffler 또는 Rear Muffler)의各部分의

명칭을 보여준다(SAE J 261).

이 들을 구성하는 기본 요소들의 특성에 대하여는 다음의 제3장에서 언급되므로 설명을 생략한다.

2.4 미관의 부품

미관의 개구부에서 토출되는 소음을 최종적으로 줄이거나, 그 방향성을 좋게 하기 위해 Stack Silencer, 어미관(Fish Tail)등을 사용하는데 다음과 같은 특성들을 갖고 있다.

2.4.1 Stack silencer(Fig.14)

긴 섬유상 길이(Filter Length)를 가진 유리섬유나 석면 등으로 충전(Packing)을 하여 배기 소음의 고주파수 성분을 최종적으로 줄이는데 유용하며, 특히 유체에 의해 발생하는 소음을 줄이게 된다. 그 장착 위치상 수명이 길고, 온도가 최소화 되며, 동적인 압력 변화에 대해 거의 기여량이 없다.

2.4.2 어미관(Fish Tail)⁽¹⁴⁾

Fig.15와 같이 미관 개구부를 찌그러 뜨린 형태를 fish tail(魚尾管)이라고 하는데, 찌그러진 長軸의 방향에 대해 직각인 방향의 인텐시티가 강하게 되어, 옆 부분으로 방사되는 소음은 그 레벨이 떨어지게 된다. 또 기하구조의 변경으로 인해 방사 임피던스가 약간 증가하여, 저주파수에서는 소음이 약간 감소되기도 한다.

3. 반사형 要素의 작동 원리 要解

반사형 소음기를 구성하는 기본 요소로서는 Plain Straight Pipe, Sudden Expansion/Contraction, Helmholtz Resonator, Side-Branch Resonator, Quincke Tube, Perforated Tube, Resilient Membrane, …… 등이 있다. Fig.16에 이 들의 모양이 간략히 보여지고 있다.^(15, 16) 이러한 여러가지 기본 요소 들을 조합하여 이룩된 기본 Module로서는 Simple Expansion Chamber, Simple Expansion Chamber with Extended Inlet and/or Outlet, Perforated Resonator, …… 등이 있다. Fig.17에 이들 중 몇가지 대표적 Module을 보여주고 있다.

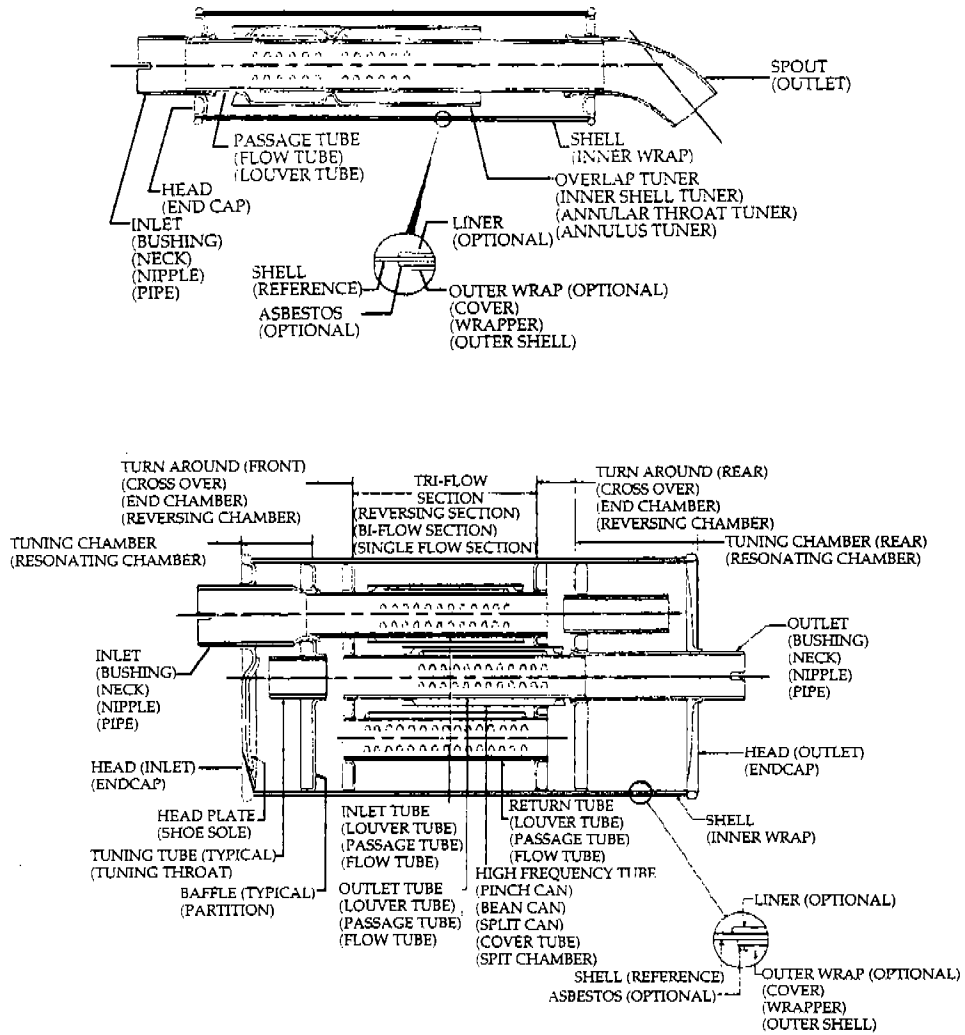


Fig.13 Nomenclature for muffler parts based on SAE J261.

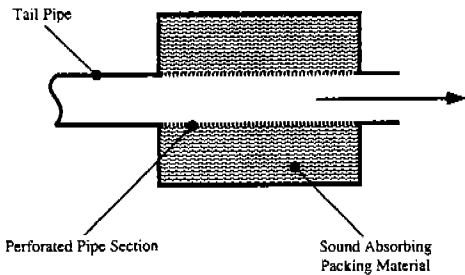


Fig.14 Stack silencer applied at the end of tail-pipe.

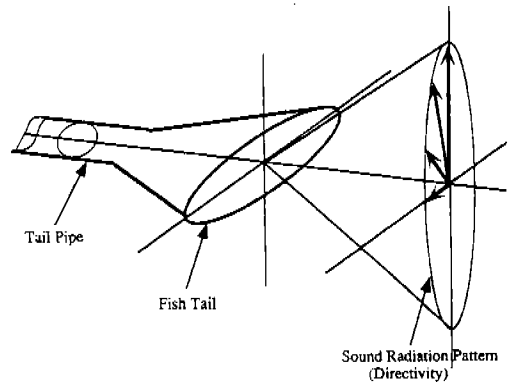
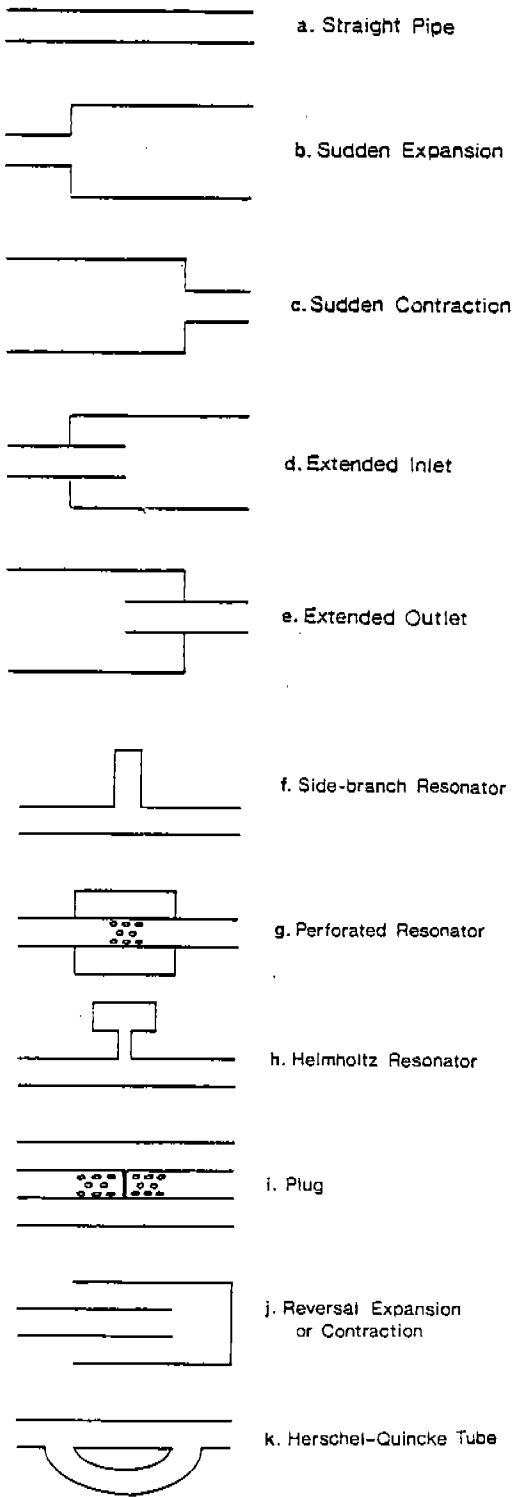


Fig.15 Fish tail and its effect on noise radiation.



3.1 Straight Pipe(管 요소)

관 요소는 엔진에서 방출되는 또는 흡입되는 가스를 적절한 위치의 外氣와 연결 하는데 있어서 사용되는 가장 기본적인 요소로서, 소음계의 일부분을 이룬다. 일반적으로, 관의 길이에 따라, 전달되는 소음의 주파수 특성이 내부 공명과 관련하여 달라지며, 관壁에서의 작은 감쇠는 無視될 수 있다. 즉, 관에서의 소음 감쇠량은 없고, 단지 주파수 특성에만 관련된 것으로 생각 될 수 있다. (Fig.18)

3.2 Simple Expansion Chamber(單純 膨脹形 소음기)

출구 및 입구 축의 음향 임피던스 부정합을 이용하여 입사된 음파를 音源측으로 반사시켜서 소음 전달량의 低減을 얻게 된다. 즉, 엔진에 의해 방출된 음압, p_1 중에서, p_2 만큼은 엔진 측으로, p_3 만큼은 소음기의 下流 측으로 전달된다.(Fig.19) 결과적인 감쇠 효과는 방의 길이가 半파장 또는 그 정수배 만큼에 해당하는 주파수에서 최소가 되고, 길이가 $\lambda/4$ 및 그 홀수의 整數倍(1, 3, 5, 7, ...)에 해당하는 주파수에서 최대의 감쇠효과를 얻게 된다. 이 때, 최대감쇠량은 입·출구의 면적과 방의 면적비가 크면 클 수록 더욱 커지게 된다. 만일, 방의 전체 길이가 대략 방 直徑의 0.43 보다 작아지게 되면,⁽¹⁷⁾ 다음에 설명되는 측지 공명기의 특성을 갖게 된다.

3.3 Side-Branch Resonator(側枝 共鳴器)

Fig.20에서 보이는 바와 같이, 한쪽이 막혀 있고 한쪽은 열려 있는 관에서의 공명(resonance)에 의해, 관의 길이가 波長 λ 의 1/4이 되는 음파의 成分이 相殺(Cancel)된다. 따라서, 이러한 형태를 다른 용어로서, Quarter-Wavelength Tube라고도 불리운다. 즉, 1차원계의 位相(위상)을 따져 볼 때, 관의 막힌 끝단(Rigid End-Plate)에서는 공기 粒子的 速度가 零이 되고, 관의 입구 근처에서는 理論上 최대 속도가 형성 된다. 즉, 관에 입사되는 해당 주파수의 성분은 공명관에서의 성분과 위상이 180°만큼 틀리게 되어, 서로 重疊되므로 크게 감쇠된다.(Fig.21) 이러한 측지 공명기의

Fig.16 Basic elements of reactive silencers.

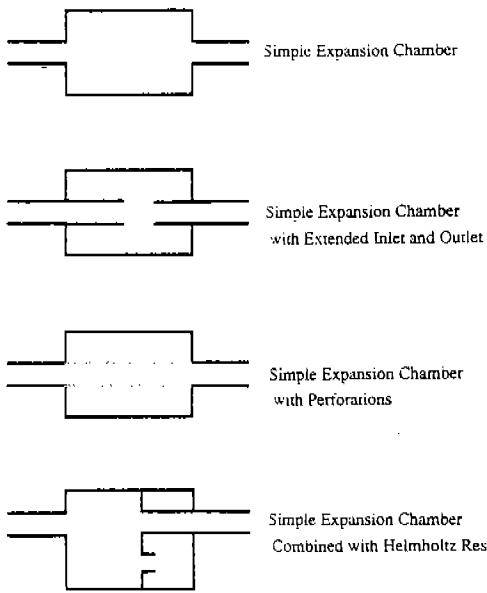


Fig.17 Typical reactive silencer modules.

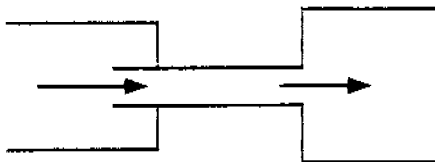


Fig.18 Straight pipe element.

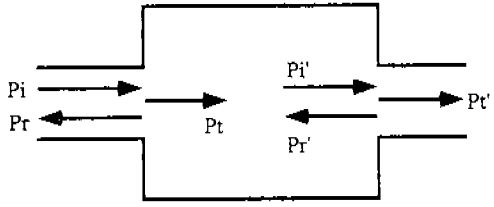


Fig.19 Wave action inside simple expansion chamber.

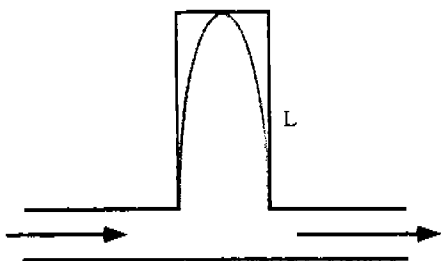


Fig.20 Quarter-wavelength tube.

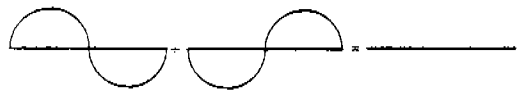


Fig.21 Destructive interference.

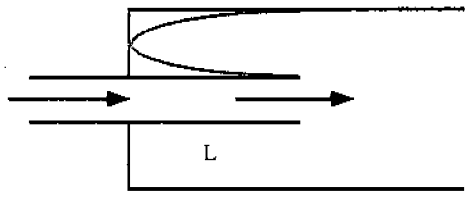


Fig.22 Extended tube as a side-branch resonator.

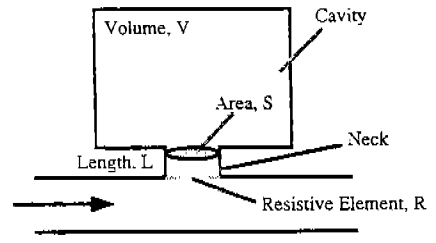


Fig.23 Helmholtz resonator.

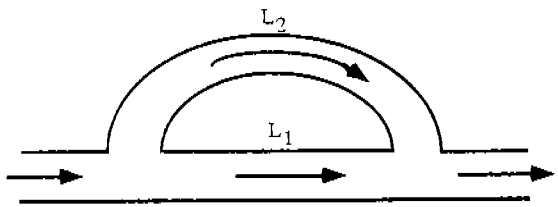


Fig.24 Herschel-Quincke tube.

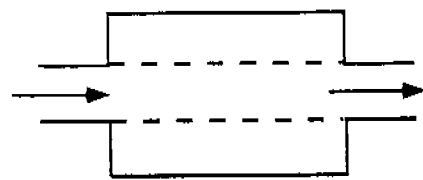


Fig.25 Perforated resonator.

형식은 Fig.22에 보이는 바와 같은 延長管(Extended Tube)의 경우에도 같은 원리로서 적용된다. 즉, 팽창관의 내부로 突出되며 主관(Main Pipe)과 연결되어 있는 연장관과 外筒(Outer Jacket)의 사이에 존재하는 環形 공간(Annular Cavity)이 하나의 축지공명기가 되어서, 그 길이가 어느 주파수의 $\lambda/4$ 에 해당할 때마다, 위상 反轉에 의한 소음 감쇠를 얻을 수 있다.⁽¹⁸⁾

3.4 Helmholtz resonator(헬름홀쯔 공명기)

Fig.23에 보이는 바와 같이, 공명기의 主 형상을 이루는 筒 内の 체적이 剛性을 주는 스프링(Spring) 요소로, 主관과 筒을 연결하는 목(Neck 또는 Throat) 부위의 유체 媒質과 그 운동에 따르는 附加 質量(Added Mass)이 慣性요소(Inertial Element)로, 목 안의 粘性 마찰이 抵抗 요소(Resistive Element)로 작용하는 1自由度(1 Degree of Freedom)의 기계系 또는 전기계와 相似(Analogous)하다. 이 1자유도계의 固有 振動數에 해당하는 音의 위상이 입사된 音의 위상과 180°만큼 다르게 되어, 주로 저주파수 대역에서 매우 주파수 폭이 작고, 감쇠량이 큰 날카로운 상쇄가 일어나게 된다.

3.5 Herschel-Quincke Tube(퀸케 관)

이는 Fig.24에서와 같이 파동의 진행 방향을 두 부분으로 나누어서 상호 經路간의 전달 길이의 차이를 만들면, 그 길이의 차이의 4배에 해당하는 파장을 가지는 주파수의 음파는 두 관이 서로 만나는 지점에서 서로 위상이 180°만큼 차이가 나게 되므로, 破壞적 干涉(Destructive Interference)에 의해 상쇄 된다. 따라서 해당 주파수에서 매우 좁지만 감쇠량이 큰 주파수 대역이 생기게 된다. 즉, 해당 주파수를 中心으로 Q-factor가 매우 큰 감쇠 대역이 생긴다.

3.6 穿孔형 공명기(Perforated Resonator)

Helmholtz 공명기가 주로 집중계(Lumped Parameter)로 解析될 수 있는 저주파 영역에서 작동되며 그 응답이 狹대역에서 유효한 반면에, Fig. 25에서와 같은 천공형 공명기는 주로 中 혹은

高주파수 대역에서 사용되며, 따라서 천공 부위의 Resistive와 Reactive 성분이 모두 관계되고 주파수에 따라 변하여야 하는 분포(Distributed)계로 고려된다. 이 형식은 그 천공률이 낮을 때에는 구멍의 임피던스에 의해 調節되는 공명기로서 작용하고, 천공율이 높을 때에는 관내를 흐르는 유체의 진행을 順調롭게 만들며 주파수 감쇠 특성은 단순 팽창형 소음기나 연장관이 있는 팽창형 소음기와 같게 하는 Perforated Bridge로서 작동한다.

3.7 逆流형 소음기(Flow-Reversing Chamber)

Fig.26에서 볼 수 있듯이 유체 흐름 및 파동의 진행 방향을 180° 바꾸어 주어서 매우 큰 소음 저감 및 압력 강하가 발생된다. 소음 감쇠의 작동 원리는 축지 공명기와 같다. 큰 압력 강하로 인하여 소음 감쇠도 크지만 엔진의 性能 低下도 크게 되는 短點이 있다.

3.8 마개가 있는 천공관(Perforated Pipe With Plug)

관 内の 進行파와 유체의 흐름이 마개(Plug)에 의해 관벽의 구멍을 통과하며 그 진행 방향이 軸 방향에서 半徑 방향으로 변한다. 이때 마개에서의 압력 강하, 구멍 부위에서의 유체 損失, 마개의 위치에 따른 축방향 高次 모드 발생의 抑制 등에 의해 소음 감쇠가 일어난다.(Fig.27)

3.9 Bell Mouth, Conical Section, Perforated Bridge 等

Fig.28, 29, 30의 그림에서 짐작할 수 있는 바와 같이 이들은 모두 작동유체의 流線(Streamline)이 急激한 변화를 가져서 過流(Vortex) 및 제트(Jet) 噴射에 의한 剪斷層(Shear Layer)에서의 압력 손실을 방지하여, 흐름 内の 와류 구조 및 過度한 亂流(Turbulence) 등에 의한 二次 소음⁽¹⁹⁾(Secondary Sound : Flow-Generated Self-Noise)의 발생을 억제하는 것이 목적이다. 이들 중 Bell-Mouth, Conical Section은 背後 공간(Backing Cavity)을 同伴하기도 하는데, 이때는 穿孔을 시켜서 구멍과

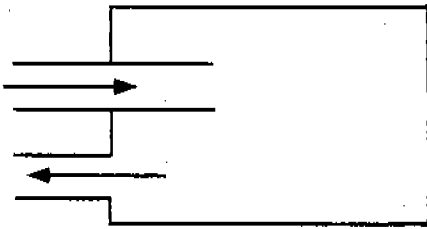


Fig.26 Flow reversing chamber with extended inlet.

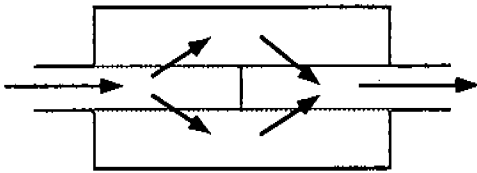


Fig.27 Perforated pipe with plug.

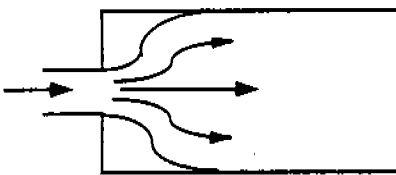


Fig.28 Bell mouth section.

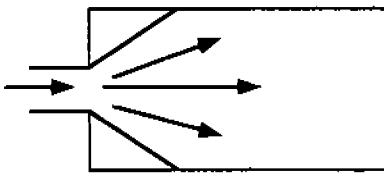


Fig.29 Conical diffuser as a Bessel connector.

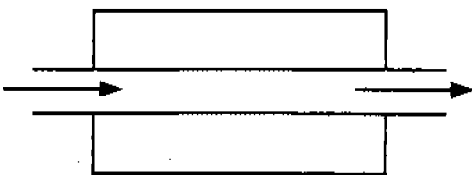


Fig.30 Perforated bridge for extended inlet/outlet.

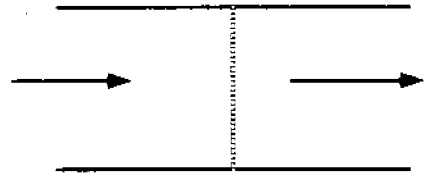


Fig.31 Perforated screen as a one dimensional barrier.

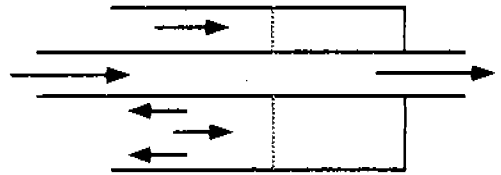


Fig.32 Perforated screen as a multiple resonator.

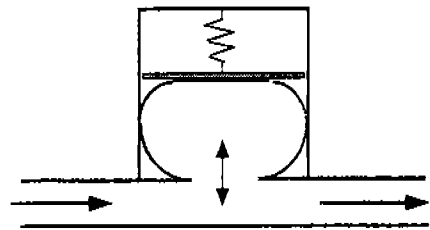


Fig.33 Pressure release chamber as a mechanical resonator.

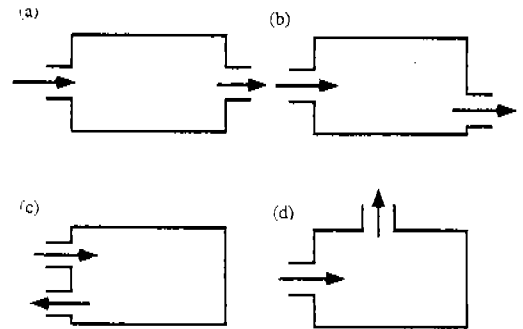


Fig.34 Four basic configurations of reactive silencers. (a) Through-flow, (b) offset (staggered), (c) flow-reversal, (d) side-flow types.

공간으로 이루어지는 공명기로서의 機能을 하기도 한다. Perforated Bridge는 사용 목적상 와류의 발생을 억제하며, 압력 강하를 最少化하고, 이 Perforated Bridge의 삼입 有無와는 관계없이 원래의 기하 형태에 의한 소음 감쇠 능력을 거의 그대로 維持하고, 입구(Inlet)와 출구(Outlet)를 하나로 연결함으로써 구조적 강성(Structural Rigidity)을 強化하여 내구성을 향상시키고, 천공량을 잘 調節하면 粘性에 의한 附加적인 에너지 消散의 효과가 있다.

Perforated Bridge와 Perforated 공명기의 分類는 천공율(Perforation Ratio : (천공된 全體 면적) / (천공된 부분에 該當하는 판의 전체 表面積))이 20% 以上일 때, Perforated Bridge로 간주한다.²⁰⁾

3.10 천공판(Perforated Screen)

판 및 덕트의 중간 부분에 Fig.31과 같이 구멍 뚫린 판을 삼입하여 소음을 저감시키는 경우가 있다. 이 때, 판내의 흐름은 구멍 부위를 지나가면서 모멘텀의 손실을 갖게 되고, 이에 따라 소음의 저감이 생기게 된다. 또, 경우에 따라 Fig.32와 같이 판의 막힌 부위 前面에 천공판을 적용하기도 하는데, 이 때에는 多重의 Helmholtz Resonator가 있는 형식으로서 해석될 수 있다.

3.11 機械的 공명기(Pressure Release Chamber)

매우 큰 저주파 脈動 압력파를 緩衝시키기 위하여 Fig.33과 같은 고무膜(Rubber Membrane : Snubber), 스프링 등의 振動 요소로써 계를 구성한다. 압력 저감에는 매우 有用한 방법이나, 고무 요소 등과 같은 재료의 疲勞 및 化學的 反應에 의해 硬化되면 작동 壽命이 짧게 되거나, 정확한 성능을 기대할 수 없게 되는 短點이 있다.

3.12 일반 특성

현재 사용되고 있는 소음기는 Fig.34 및 다음과 같이 크게 4가지로 分類할 수 있는 입구 및 출구의 相對的인 기하 조건을 가지고 있다. ① 貫通流형(Through-Flow Type : Straight-Through Type), ② 偏位형(Offset Inlet/Outlet Type : Staggered

Type), ③ 逆流형(Reversed-Flow Type : Flow-Reversal Type), ④ 側流형(Side-Flow Type : End-In/Side-Out Type : Side-In/End-Out Type). 또는 더 크게 나누어 ①과 ③의 두 형식으로 分類하기도 한다. 관통류 형식은 매우 좋은 空氣力學적 특성을 가지나, 입구와 출구가 서로 잘 보이는 형태(Line-of-Sight)이기 때문에, 소음감쇠의 측면에서는 다른 형식보다 不利하다. 편위형은 관통류 형식에 準하는 공기역학적 성능을 갖게 되어 압력 강하와 관계된 엔진의 성능면에서는 좋고, 입구 및 출구의 상대적인 위치에 따라 소음기의 주파수 작동 범위가 넓어질 수 있는 장점이 있으나, 잘못 선택할 경우에는 오히려 소음 감쇠 범위가 同心(Concentric)의 관통류형 보다 훨씬 줄어들 수도 있다. 역류형 소음기는 일반적으로 관통류 형식보다 훨씬 좋은 소음 감쇠 능력을 보이며, 특히 저주파수 영역에서의 소음 감쇠가 뛰어나다. 그러나, 이러한 형태는 항상 큰 배압을 隨伴하게 되므로, 엔진 성능에 영향을 미치게 된다. 또 역류형 요소가 소음기의 엔진축의 첫번째 방인 경우에는 高熱이 발생 되기가 쉽고, 이 경우에 소음기의 그 부분만 겹겹데기(Jacket)의 색깔이 변하거나 작동 중에 달아오르는 일이 종종 있어서 좋지 않은 점이 있다. 측류형은 형태 및 기능상 관통류 형식과 편위형의 중간 정도되는 것으로서, 입구 및 출구의 裝着 위치에 따라 연장관(Extended Tube)형의 단순 팽창형 소음기와 같은 效果(측지형 공명기 效果)를 가지며, 대개 重裝備용 트럭이나 일반 산업기기에서 주어진 공간이 한정되어 있는 경우 및 엔진 배기 매니폴드(Manifold)와 배기구가 있어야 할 위치의 방향이 제한적으로 정하여져 있는 경우에 쓰이게 된다. 최근의 소음기는 이러한 모든 형태의 소음기 요소(Module)를 連結 組合하여, 소음 法規 및 燃料 經濟性 조건을 만족시키기 위해 사용되고 있다.

4. 결 언

이상과 같이 소음기의 일반적인 형식 및 구조에 따른 작동 원리를 개괄적으로 살펴보았다. 언급된

소음기요소들은 최종적 소음계를 구성할 때 서로 결합되어서 소기의 소음 감쇠효과를 이루게 되므로, 설계자는 각 요소의 음향 및 구조특성을 미리 잘 알고 있어야 한다. 제2보에서는 설계시 고려하여야 할 제 인자들에 관하여 토론하기로 한다.

참 고 문 헌

1. L.L.BeraneK, *Noise and Vibration Control*, INCE, Washington, 1988.
2. T.E.Reinhart and M.J.Crocker, "Source Identification on a Diesel Engine Using Acoustic Intensity Measurements", *Noise Control Eng.J.*, Vol.18, pp.84-91, 1982.
3. T.Miwa, "Vibration of Exhaust Gas System", *J. Soc. Auto. Eng. Japan*, Vol.35, pp.374-378, 1981.
4. P.O.A.L.Davies, "Flow-acoustic Coupling in Ducts", *J.Sound Vib.*, Vol.77, pp.191-209, 1981.
5. L.E.Kinsler, A.R.Frey, A.B.Coppens, and J.V.Sanders, *Fundamentals of Acoustics*, 3rd ed., John Wiley, New York, 1982, Chap.10.
6. M.A.Iqbal, T.K.Willson, and R.J.Thomas, *The Control of Noise in Ventilation Systems*, E.&F.N. Spon, London, 1977.
7. 대한민국 특허 출원번호 제 89-1878, "자동차용 소음장치", 1991.
8. C.I.J.Young and M.J.Crocker, "Finite Element Acoustical Analysis of Complex Muffler Systems with and without Wall Vibrations", *Noise Control Eng. J.*, Vol.9, pp.86-93, 1977.
9. R.M.Shimovetz and D.L.Smith, "Mini RPV Engine Noise Reduction", AFFDL-TR-76-28, AF Flight Dynamics Lab, Wright-Patterson AF Base, 1975.
10. J.E.Sneckenberger, "Some Progress in Computer-aided Design for Analysis and Optimization of Basic Exhaust Systems", *The 8th Annual Seminar on the Noise Control in Internal Combustion Engines*, Wisconsin, U.S.A., 1976.
11. L.J.Eriksson, "Silencers" in Chap.5 in *Noise Control in Internal Combustion Engines*, ed. by D.E.Baxa, Wiley-Interscience, New York, 1982.
12. Anon., *SAE Handbook*, SAE, Warrendale.
13. 김한준, "열 및 점성의 영향을 고려한 다공 구조물내의 음향전파", 한국과학기술원 기계공학과 석사학위 논문, 1994.
14. M.Fukuda and J.Okda, "소음대책 및 소음설계", 공립출판사, 동경, 1973(in Japanese).
15. 이정권, "반사형 소음기에 있어서 고차 모드 음파의 영향을 고려한 성능해석", 한국과학기술원 기계공학과 박사학위 논문, 1985.
16. L.J.Eriksson, P.T.Thawani, and R.H.Hoops, "Acoustical Design and Evaluation of Silencers", *Sound and Vibration*, pp.20-27, July 1983.
17. J.-G.Ih and B.-H.Lee, "Linear Acoustic Design of Silencing System Considering the Acoustic Higher-order Modes", Paper 871197, Proc. 4th International Pacific Conference on Automotive Engineering, Melbourne, Nov. 1987.
18. D.D.Davis, Jr., "Acoustic Filters and Mufflers", in Chap.21 in *Handbook of Noise Control*, 2nd ed., ed. by C.M.Harris, McGraw-Hill, New York, 1979.
19. T.Obata and K.Hirata, "Aerodynamic Characteristics of the Simple Expansion Chamber with Extended Pipe", Proc. 2nd Japan-Korea Symposium on Acoustics, pp.165-172, Kumamoto, Nov. 1983.
20. J.-G.Ih and B.-H.Lee, "Theoretical Prediction of the Transmission Loss of Circular Reversing Chamber Mufflers", *J.Sound Vib.*, Vol.112, pp.261-272, 1987.