

## 二次音源の配置を考慮した排気系騒音の能動制御\*

井坂 秀治\*<sup>1</sup>, 西田 公至\*<sup>2</sup>, 齊 当 建 一\*<sup>2</sup>Active Control of Exhaust Noise from a Muffler in Consideration  
of the Location of Secondary SourceHideharu ISAKA, Kohshi NISIDA\*<sup>3</sup> and Ken-ichi SAITO\*<sup>3</sup> Muroran Institute of Technology, Mizumoto-cho 27-1, Muroran, Hokkaido, 050-8585 Japan

The purpose of the present investigation is to design an adaptive noise control muffler which has the most suitable location of secondary source. In the experiment, the distribution of sound pressure level in the muffler model has been measured by a sound visualization technique in order to obtain the maximum sound reduction by the minimum secondary sound under active control. The experimental results show that the target frequency could well be attenuated when the distance between the primary source and the secondary source is equal to the length equivalent to one-half of the wave length of a target sound or its integral multiples.

**Key Words:** Noise, Noise Control, Adaptive Control, Exhaust Noise, Muffler, Secondary Source, Sound Visualization Technique

## 1. 緒 言

近年, エンジンや空調設備などの排気系騒音を抑制する方法として二次音源を用いた能動騒音制御(Active Noise Control, 以下 ANC)が注目されており, 実用化されつつある。従来の消音器と比較すると, ANCは排気ガス排出の通気抵抗を低減することができ, 低周波音の減音効果が高いという特徴がある<sup>(1)-(3)</sup>。

排気管や空調ダクトなどにおける従来の消音器は, 吸音材や消音器の構造によって減音する受動形消音器である。受動形消音器の設計は, 騒音源と管内の音響特性を把握して適切な形状や設置位置を求める必要がある。一方, ANCでは管内を一次元的に伝搬する音波に逆位相の二次音を付加するという消音制御の原理に基づいているため, 騒音源の音響特性や二次音源の取付位置にかかわらず減音効果を得ることができる。しかしながら, 減音量や制御時に必要とされる二次音の大きさは, 実際には二次音源の取付位置によって異

なることが多い。これは制御系の影響だけではなく, 制御原理では考慮されていない音響系の影響も大きいと考えられる。特に自動車のマフラーや短いダクト系などでは, 開口端からの反射波によって管内は定常的な音場となる。このとき管内で共鳴などの現象も発生するため, 音響系の影響は無視できない。したがって, 対象騒音に対し最大の減音効果を得るためには, 制御前後の管内の音響系を把握して, 適切な位置に二次音源を設置する必要がある。また, 実際にANCを適用した消音器を設計する場合に, 最小の二次音で最大の減音量が得られるような二次音源の設置位置を検討することも, 実用化の観点から重要である。

排気マフラーや空調ダクトを対象としたANCにおける二次音源の設置位置の妥当性に関して, これまでも検討した研究はいくつか挙げられる<sup>(4)-(6)</sup>。特に, 管内の音響系の影響を考慮した検討では, 理論解析によるもの<sup>(7)(8)</sup>, 数値解析によるものなどがある<sup>(9)(10)</sup>。しかし, これらの研究の多くは制御前の管内音場をもとに二次音源の設置位置の検討を行っている。また, 制御時の管内音場について数値的な予測を行った研究はあるが, 実験により実際の音場の状態を明らかにした報告はない。二次音源の設置位置の妥当性を検討するためには, 制御時の管内音場を実験的に明らかにし

\* 原稿受付 1999年4月12日。

\*<sup>1</sup> 正員, 室蘭工業大学大学院 (☎ 050-8585 室蘭市水元町 27-1)。\*<sup>2</sup> 正員, 室蘭工業大学工学部。

E-mail: nishida@bear.mech.muroran-it.ac.jp

ておく必要がある。

そこで本研究では自動車のマフラーや短いダクト系に適用する能動制御による消音器の設計を目的として、最小の二次音で最大の減音量が得られるような、最適な二次音源の設置位置について実験的に検討する。実験では直管型の消音器モデルを使用し、音場の可視化測定方法を用いて制御時の管内の詳細な音場を明らかにすることにより、二次音源の設置位置の妥当性を検討する。

2. 実験装置および実験方法

**2.1 消音器モデル** 図1に実験装置および制御系の構成を示す。実験で用いた消音器モデルは自動車の排気マフラー、または短い空調ダクトを想定しており、長さ800 mm、一辺が100 mmの正方形断面の亚克力樹脂製の直管である。騒音源、および二次音源にはおのおのの直径が100 mm、80 mmのスピーカを使用している。二次音源スピーカは壁面上で取付位置を変更できるようになっている。ここで、音源スピーカから二次音源スピーカの中心位置までの距離をLとする。

**2.2 制御系の構成** 制御系はエンジン排気音などの周期性騒音を対象とした構成を参考として、LMS アルゴリズムによる適応フィードフォワード制御を用いる<sup>(3)</sup>。すなわち騒音源の音圧波形と相関性の高い信号を参照入力として、制御誤差検出用のマイクロホンにおける音圧が常に最小となるように制御出力を調整し、二次音源スピーカから二次音を管内に放射

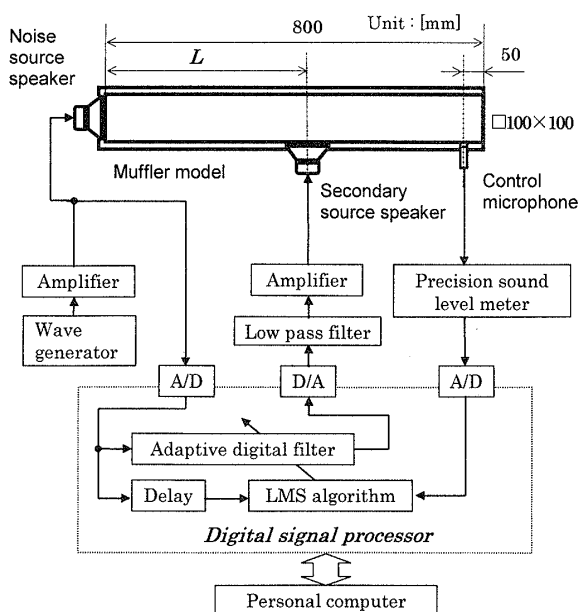
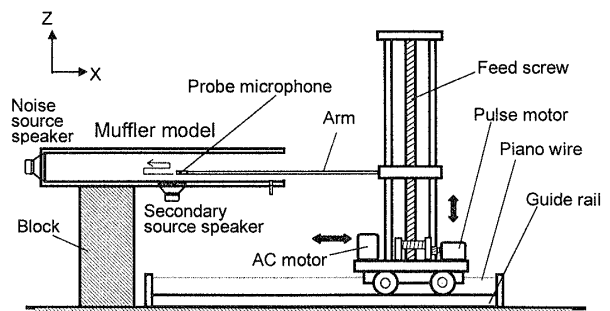


Fig.1 Block diagram of experimental apparatus

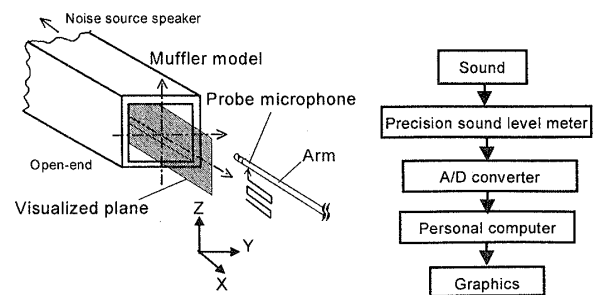
する。この構成はANCの制御系としては比較的に簡単であるという利点がある。また、二次音が参照入力に帰還することがないため、制御系が発振するなどの問題は起こらない。なお、実験では参照入力として騒音源スピーカの駆動信号を用いる。制御用のマイクロホンは出口端から50 mm離れた管内の壁面に設置し、消音器モデルの放射音が最小となるように制御する。適応フィルタ処理にはDSPを使用しており、フィルタのサンプリング周波数は5 kHz、タップ数は100である。

**2.3 管内音場の可視化測定方法** 図2に管内音場の可視化測定方法の概略を示す<sup>(11)(12)</sup>。すなわち、図2(b)に示すように管の中心軸を含むXZ平面で走査マイクロホンを自動的に走査させ、連続的に管内の音圧レベルを測定する。さらに、この結果を5 dBごとの等音圧レベル線と10 dBごとの色調の濃淡で表示した等音圧レベル線図で示す。測定した音圧信号の数値化処理には精密騒音計、A/Dコンバータ、およびコンピュータを使用している。測定のサンプリング点数はX軸方向の800 mmでは200点、Z軸方向の100 mmでは50点である。走査マイクロホンの直径は1/2インチであり、この直径が対象音の波長よりも十分に小さいとみなせる低周波域では、走査マイクロホンの挿入による管内音場への影響は無視できる。

実験では、消音器モデルの共鳴周波数を対象として



(a) Schematic diagram of sound visualization measurement



(b) Measurement plane and signal flow

Fig.2 Schematic diagram of sound visualization measurement in the muffle model

二次音源の設置位置を検討する。また、エンジンなどの排気系騒音がエンジン回転数によって周波数に変化する周期性騒音であることを考慮し、対象音には単一の周波数からなる純音を使用する。減音量は出口端に設置した制御用マイクロホンで測定した制御前後の音圧レベルの差から求める。

なお、本研究において二次音源の設置位置の妥当性は、最小の二次音で最も高い減音量が得られる場合を最適な設置位置であると評価する。ここで、実験において二次音のみを測定することは困難なため、評価には制御時に二次音源に入力された電力を用いる。

**2・4 二次音源の設置位置** 二次音源の設置位置については、伝達マトリックスを用いた ANC の消音原理に基づいて検討する。図3に制御時の管内音響モデルを示す。図3において騒音源は一次音として正弦波を放射し、二次音源スピーカは制御音、すなわち二次音を効果的に放射して消音を行っているものとする。また、二次音源スピーカは壁面に取付けているが、実際には壁面の厚さがある。したがって、二次音源に長さが極めて短い管が接続されていると仮定する。さらに管内で音波は平面波として伝搬し、管壁などによる減衰はないものとする。

図3において、各位置の音圧  $p_i$ 、および粒子速度  $u_i$  は伝達マトリックスを用いると次式で示される<sup>(13)</sup>。

$$\begin{bmatrix} p_0 \\ u_0 A_1 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \cos kL_1 & j\frac{\rho c}{A_1} \sin kL_1 \\ j\frac{A_1}{\rho c} \sin kL_1 & \cos kL_1 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} p_1 \\ u_1 A_1 \end{bmatrix} \quad \dots\dots\dots(1)$$

$$\begin{bmatrix} p_s \\ u_s A_s \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 1 & j\frac{\rho c}{A_s} \sin kL_s \\ 0 & 1 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} p_2 \\ u_2 A_s \end{bmatrix} \quad \dots\dots\dots(2)$$

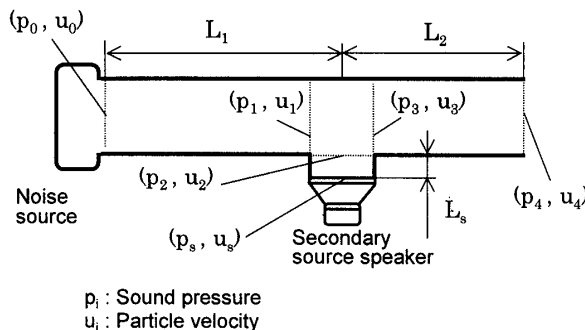


Fig. 3 Model of active noise controlled muffler

$$\begin{bmatrix} p_3 \\ u_3 A_1 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \cos kL_2 & j\frac{\rho c}{A_1} \sin kL_2 \\ j\frac{A_1}{\rho c} \sin kL_2 & \cos kL_2 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} p_4 \\ u_4 A_1 \end{bmatrix} \quad \dots\dots\dots(3)$$

ただし、

$$\left. \begin{aligned} p_1 &= p_2 = p_3 \\ A_1 \cdot u_3 &= A_1 \cdot u_1 + A_s \cdot u_2 \\ u_4 A_1 &= p_4 / Z_r \end{aligned} \right\} \dots\dots\dots(4)$$

ここで  $j$  は虚数単位、 $L_1$ 、 $L_2$ 、 $L_s$  はおのおのの管の長さ、 $A_1$  は管の断面積、 $A_s$  は二次音源スピーカの振動面の断面積、 $\rho$  は空気密度、 $c$  は音速、 $Z_r$  は管の出口端における放射インピーダンスである。 $k$  は波長定数で、対象音の波長  $\lambda$  に対し  $k=2\pi/\lambda$  である。

理想的に制御が行われ、出口端における音圧が最小値として  $p_4=0$  の近似が成り立つとすると、式(4)において  $Z_r \neq 0$  から、 $u_4=0$  となる。これらの境界条件と式(2)~(4)から、

$$\left. \begin{aligned} p_1 &= p_2 = p_3 = 0 \\ u_1 &= -\frac{A_s}{A_1} u_2 \end{aligned} \right\} \dots\dots\dots(5)$$

すなわち、合流部において粒子速度の向きが逆となる二次音が付加され、一次音と打ち消し合うため、合流部での音圧はすべて零になる。また、二次音源から出口端までの間の音圧もすべて零になる。

騒音源が定速度振幅音源であると仮定した場合、式(5)の  $p_1=0$  の条件から、制御時の音源からみた管の入力音響インピーダンス  $Z_1$  は次式で表される。

$$Z_1 = j\frac{\rho c}{A_1} \tan kL_1 \quad \dots\dots\dots(6)$$

また、音源における音圧  $p_0$  は

$$p_0 = j\rho c \tan kL_1 \cdot u_0 \quad \dots\dots\dots(7)$$

したがって、式(1)より、

$$u_1 = \frac{1}{\cos kL_1} u_0 \quad \dots\dots\dots(8)$$

式(8)において、次式の条件で粒子速度  $u_1$  は極大値となり、管内の共鳴と同様な現象が起こる。

$$L_{1m} = (2m-1) \frac{\lambda}{4} = \frac{(2m-1)c}{4f} \quad (m=1, 2, 3, \dots) \quad \dots\dots\dots(9)$$

ただし、 $f$  は対象音の周波数である。ここで式(5)から、 $u_1$  が極大となる場合は  $u_2$  も極大となる。また式(2)より  $u_2 = u_s$  であり、二次音源スピーカは振動面により粒子速度  $u_s$  を与えることから、式(9)の条件では制御時に非常に大きな二次音を必要とすることがわかる。

一方、実際には制御系の性能や二次音源スピーカの

音響特性などの影響があるため、一次音と二次音の干渉によって得られる減音効果には限界がある。そこで、制御時の管内音場が騒音源の音響放射に与える影響について考える。式(6)で示されるように、二次音が付加されることにより管の入力音響インピーダンスは制御前後で変化する。制御時の管の入力音響インピーダンスが式(6)と同様に  $Z_1$  で近似できるとすると、次式で示す条件において  $Z_1=0$  となる。このとき、制御時における騒音源の音響放射は抑制された状態となる。

$$L_{in} = \frac{n\lambda}{2} = \frac{nc}{2f} \quad (n=1, 2, 3, \dots) \quad \dots\dots(10)$$

また、一次音と二次音が合流部で完全に相殺されない場合であっても、式(10)の条件で二次音源を設置することにより、一次音は制御前のときよりも小さくなる。したがって、最小の二次音で制御が可能になることから、式(10)の条件において二次音源の設置位置は最適であると考えられる。

なお、騒音源の音圧振幅が一定である定音圧音源の場合では、式(9)、(10)に相当するおのおのの管内音場の状態は逆となる。よって、式(9)で示される条件が最適な二次音源の設置位置と考えられる。

### 3. 実験結果および考察

**3.1 制御前後の減音量と管内音場** 実験に使用した消音器モデルの共鳴周波数を明らかにするため、消音器モデルの放射音の周波数特性を図4に示す。騒音源の駆動信号には1Wのホワイトノイズを使用し、放射音は出口端から250mm離れた管の外側に設置したマイクロホンで測定した。図4より、放射音において複数の卓越した共鳴周波数成分が顕著に表れていることがわかる。また、おのおのの共鳴周波数の実験値は、音源が定速度振幅音源であるとして計算した理

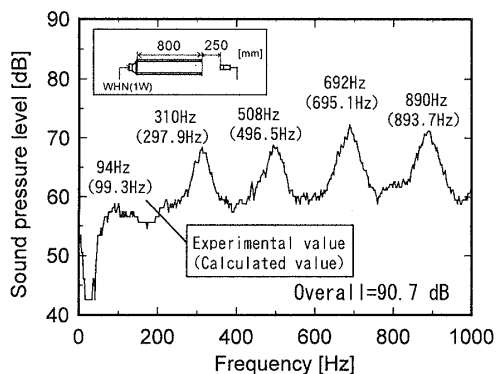


Fig. 4 Frequency response of sound pressure level radiated from the muffler model

論値とほぼ一致している。ただし音源スピーカの低周波数域での再生能が不足しているため、消音器モデルの1次の共鳴周波数である約100 Hzの低周波数成分は明確には表れていない。

制御時における管内音場を明らかにするため、消音器モデルの制御前後の減音量と管内音場を比較検討した。一例として、消音器モデルの2次の共鳴周波数である310 Hzの純音を対象とし、二次音源スピーカは消音器モデルの中央である  $L=400$  mmの位置に設置した。騒音源の駆動信号は0.05 Wの電力で音源スピーカに入力した。また、減音量の大きさは制御系で調節が可能であり、実験ではおのおのの減音量における制御時の音場を測定した。この結果を図5に示す。図5において(a)は制御前、(b)は減音量が約10 dB、(c)は減音量が約30 dB、(d)は減音量が48.6 dBのときの制御時における音圧レベル分布を示す。なお、図5(d)は減音量が最大となった場合であり、本実験で用いた制御系が制御可能な限界までANCを行った状態である。

図5(a)より、管内を伝搬する音波は平面波であり、

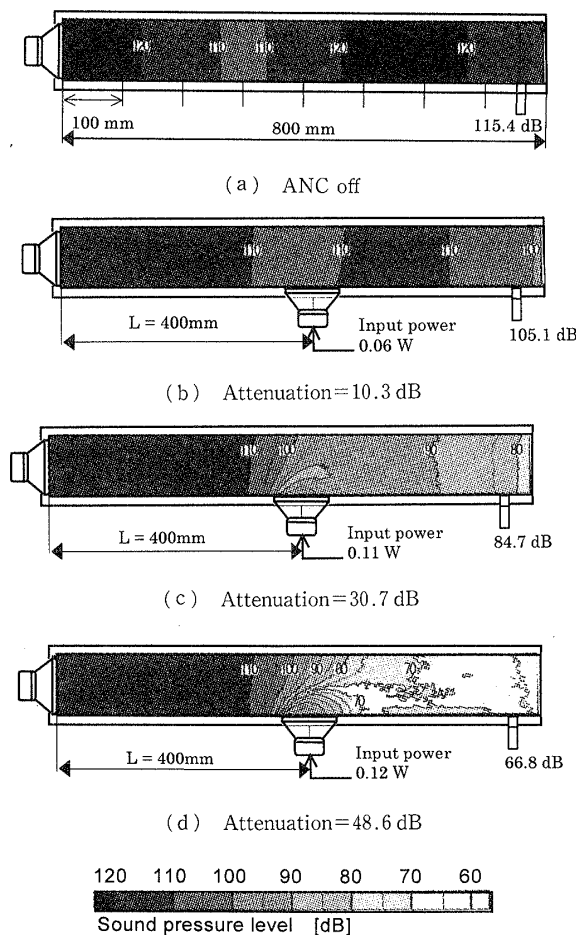


Fig. 5 The distribution of sound pressure level in the muffler model (310 Hz pure tone)

音圧レベルが対象音の波長に応じて空間的に定まった位置に分布する定在波となっていることがわかる。また、図5(b)~(d)の制御時の管内音場より、減音量の増加に伴って管内の音圧レベルは二次音源近傍で急激に減衰し、さらに出口端に向かうにつれて徐々に減衰することがわかる。すなわち、一次音と二次音が干渉により相殺し、二次音源と出口端の間において減衰するANCの音場の状態が明らかとなっている。

また、騒音源から二次音源までの間の音場は制御前後では異なっており、二次音が付加されることによって管の入力音響インピーダンスが制御前後で変化することがわかる。一方、制御時の(b)~(d)では減音量や二次音源への入力電力の大きさにかかわらず、ほぼ同様な音場が定常的に表れていることがわかる。したがって制御時の管の入力音響インピーダンスは、減音量や二次音の大きさにかかわらずほぼ一定であると考えられる。

**3.2 二次音源の設置位置に関する検討** 式(9)および式(10)の条件について、実験により二次音源スピーカの設置位置を検討した。この結果を図6, 7に示す。ここで式(9)における二次音源の設置位置の条件では、減音効果は得られるが制御時に非常に大きな二次音を必要とすると考えられる。また、式(10)の条件では最小の二次音で減音効果が得られると考えられる。

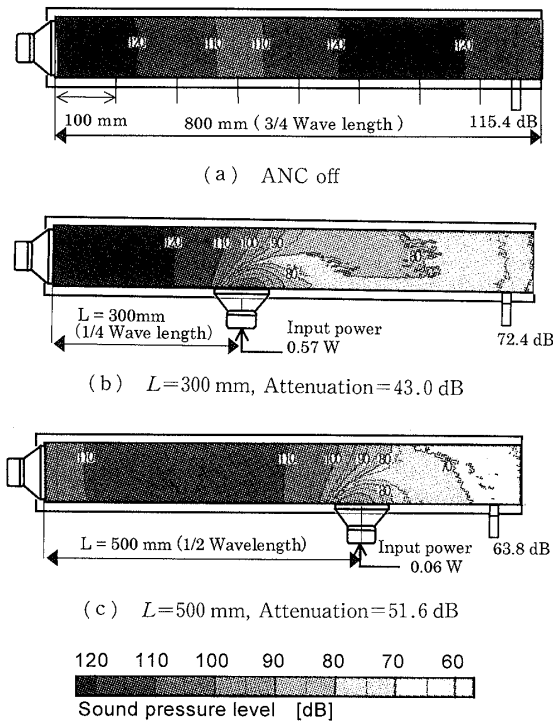


Fig. 6 The distribution of sound pressure level in the muffler model (310 Hz pure tone)

図6に消音器モデルの2次の共鳴周波数である310 Hzの純音を対象とした場合の実験結果を示す。二次音源の設置位置は式(9), (10)の条件から求めている。すなわち、式(9)の $m=1$ のとき $L_{m=1}=276$  mmであり、この長さは310 Hzの1/4波長に相当する。また、式(10)の $n=1$ のとき $L_{n=1}=553$  mmであり、この長さは310 Hzの1/2波長に相当する。実験では、二次音源スピーカ取付けの設計上の問題から、おのおのの数値を近似的に300 mm、または500 mmと簡略化して二次音源スピーカを設置した。騒音源の駆動信号は図5の場合と同様にして入力した。図6(a)に制御前、(b), (c)におのおの $L=300, 500$  mmの位置に二次音源スピーカを設置したときの制御時の音圧レベル分布を示す。図6より、どちらの設置位置の場合であっても、約40 dB以上の高い減音効果が得られていることがわかる。また、図6(b)では制御時の二次音源への入力電力が0.57 Wのもとで43.0 dBの減音量を得ている。これに対し、図6(c)では入力電力は0.06 Wと非常に小さいにもかかわらず減音量は51.6 dBであり、(b)よりも減音量が約9 dB高いことがわ

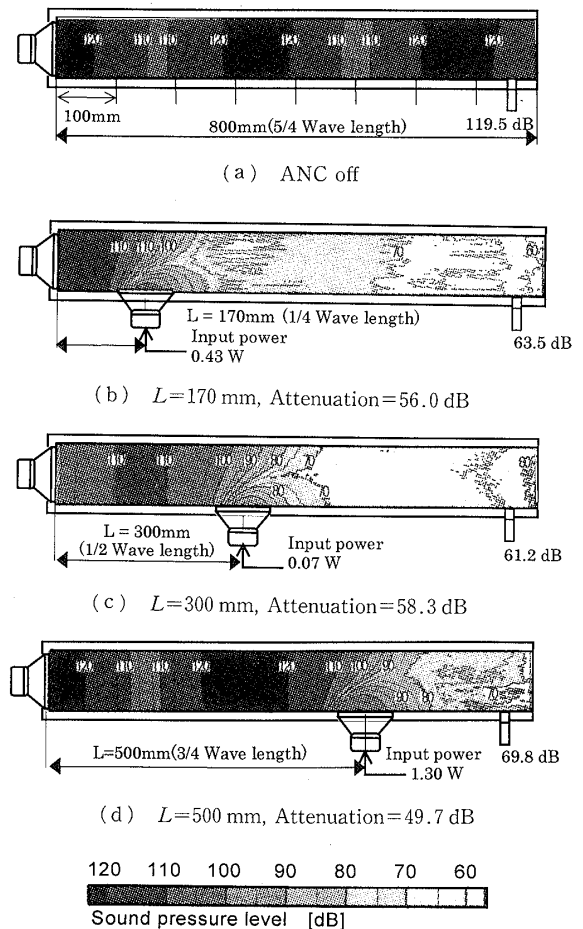


Fig. 7 The distribution of sound pressure level in the muffler model (500 Hz pure tone)

かる。

同様に、消音器モデルの3次の共鳴周波数である500 Hzの純音を対象とした結果を図7に示す。二次音源の設置位置は、式(9)の条件では $m=1$ のとき $L_{m=1}=182$  mm、 $m=3$ のとき $L_{m=3}=544$  mmである。また、式(10)の条件では $n=1$ のとき $L_{n=1}=363$  mmである。図7(a)に制御前、(b)~(d)におおの $L=170, 300, 500$  mmとして二次音源を設置したときの制御時の音圧レベル分布を示す。図6(b)~(d)について減音量を比較すると(c)が最も高く、58.3 dBの減音量が得られている。また、制御時の二次音源スピーカへの入力電力は図7(c)は0.07 Wであり、他の設置位置の場合と比較して非常に小さいことがわかる。

これらの結果より、式(10)の条件によって二次音源スピーカを設置した図6(c)、図7(c)は、制御前後の減音量が最も高く、かつ制御時の二次音源への入力電力は最小となることがわかる。したがって、これらの場合における二次音源の設置位置は最適であると評価できる。一方、式(9)の条件によって二次音源スピーカを設置した図6(b)、図7(b)および(d)の場合は、高い減音量は得られるものの、制御時の二次音源への入力電力も非常に大きいことがわかる。以上の結果は、2・4節における理論的な考察と一致している。

また、制御時の騒音源と二次音源との間の音場をみると、二次音源の設置位置の影響が明確に表れていることがわかる。すなわち、二次音源の設置位置が制御時の管の入力音響インピーダンスに影響しているといえる。特に図6(c)、図7(c)では騒音源と二次音源との間の音圧レベルが制御前よりも低下しており、騒音源スピーカの音響放射が抑制された状態であることがわかる。このため、式(10)の条件では制御前後の減音量が最大となったと考えられる。

### 3・3 二次音源の設置位置と消音器の減音特性

式(10)および図6, 7の実験結果から、最適な二次音源の設置位置は対象音の周波数に依存して異なることがわかる。そこで、二次音源の設置位置を固定し、騒音源の周波数を変化させた場合の消音器モデルの減音特性について検討した。図6の実験結果をもとに、一例として二次音源スピーカを $L=500$  mmの位置に設置した場合の減音特性を図8に示す。また、このときの制御時の二次音源スピーカへの入力電力の周波数特性を図9に示す。なお、騒音源には1 kHz以下の純音を100 Hz刻みで使用し、おおのの駆動信号の電力を0.05 Wと一定にして入力した。

図8, 9より、減音量は各周波数に依存するものの、

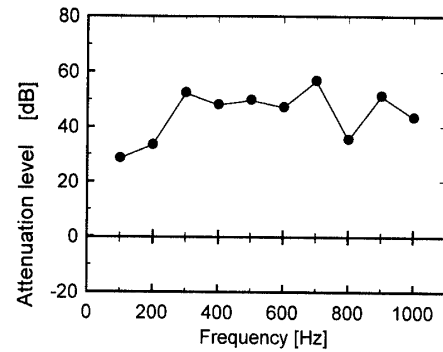


Fig. 8 Attenuation characteristics of sound pressure level under active noise control for pure tone ( $L=500$  mm)

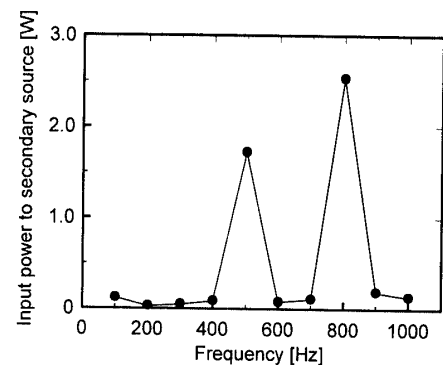


Fig. 9 Frequency response of input power to secondary source under active noise control for pure tone ( $L=500$  mm)

全体的には約30 dB以上の高い減音効果が得られていることがわかる。また、式(10)の条件に近い周波数である300 Hzと700 Hzでは、他の周波数よりも制御時の二次音源への入力電力が僅かであるにもかかわらず、おおの50 dB近くの高い減音効果が得られている。一方、式(9)の条件に近い周波数である500 Hzと800 Hzでは、減音量は比較的に高いものの、制御時の二次音源への入力電力は他の周波数よりも卓越して大きいことがわかる。これらの結果から、対象音と二次音源の設置位置の関係は3・1節の結果と同様な傾向を示していることがわかる。また、式(10)の条件で示される周波数に対しては、最小の二次音で最大の減音効果が得られることがわかる。さらに、単一の周波数の対象音に対して最適な位置に二次音源を設置した場合であっても、他の周波数において二次音は大きくなるが高い減音効果が得られることがわかる。

## 4. 結 言

本研究では自動車のマフラーや短いダクト系に適用する能動制御による消音器の設計を目的とし、最適な

二次音源の設置位置について実験的に検討を行った。得られた結果は以下のように要約される。

(1) 可視化測定によって ANC における制御時の管内音場を実験的に明らかにし、二次音源と出口端の間において一次音と二次音が干渉により相殺して減衰することを確認した。

(2) 二次音源の設置位置を固定した場合において、制御時における騒音源と二次音源との間の音場は、減音量や二次音の大きさにかかわらずほぼ同様な音圧レベル分布が表れることを明らかにした。

(3) 騒音源がスピーカのような定速度振幅音源であるときの最適な二次音源の設置位置を明らかにした。すなわち、騒音源と二次音源との距離が対象音の  $1/2$  波長またはその整数倍に相当する長さと同しい場合、騒音源の音響放射が抑制された状態となるため、最小の二次音で最大の減音効果が得られる。

(4) 周波数が増える騒音源に対し、二次音源の設置位置を固定した場合は、上述した(3)の条件に相当する周波数において最小の二次音で最大の減音効果が得られることを明らかにした。また、単一の周波数

の対象音に対して最適な位置に二次音源を設置した場合であっても、他の周波数において二次音は大きくなるが高い減音効果が得られることを確認した。

## 文 献

- (1) 西村正治, 騒音制御, **20**-6(1996), 3.
- (2) 西村正治・新井隆範, 日本音響学会誌, **45**-9(1989), 672.
- (3) 小坂敏文・山田伸志, 日本音響学会誌, **41**-5(1985), 316.
- (4) Burgess, J. C., *J. Acoust. Soc. Am.*, **70**-3(1981), 715.
- (5) 林卓郎・江波戸明彦・鈴木成一郎, 機論, **61**-586, C(1995), 2402.
- (6) 林卓郎・ほか5名, 機論, **57**-534, C(1991), 426.
- (7) Okuda, J., Usagawa, T. and Ebata, M., *J. Acoust. Soc. Jpn. (E)*, **8**-2(1987), 63.
- (8) Jessel, M. and Yamada, S., *J. Acoust. Soc. Jpn. (E)*, **8**-4(1987), 151.
- (9) 田中正隆・山田善啓・白鳥正利, 機論, **57**-540, C(1991), 2646.
- (10) 田中正隆・松本敏郎・山田泰永, 機論, **59**-560, C(1993), 1097.
- (11) 西田公至・丸山朗, 機論, **51**-461, C(1985), 223.
- (12) 西田公至・玉置隆二, 機論, **55**-514, C(1989), 1406.
- (13) 福田基一・奥田襄介, 騒音対策と消音設計, (1973), 145-150, 共立出版.