

## 技術論文

# 2サイクル火花点火機関の吸気サイレンサー開発

Development of Intake Silencer for 2-stroke Spark Ignition Engine

大谷 弘昭\*

Hiroaki Ohtani

岡崎 正喜\*\*

Masaki Okazaki

### 要　　旨

ポートの後方に取付けられる小型船外機において、吸気部より発生し、エンジンカバーを透過して来る音は、主要な音源の1つであり、船外機の開発の中で、吸気サイレンサーの形状の最適化が重要な課題となって来ている。

そこで、本報告では、理論的なシミュレーション手法を用い、吸気サイレンサーの改良設計を実施する事を試みた。この方法は、一次元伝達マトリックス法<sup>(2, 3)</sup>をベースとしたものであり、モデル化に必要な音源の位置及び状態は、実機運転テストにて確認し、予測特性の検証については、2ch FFTより得られる実験データによって行った。その結果、測定より得られた共振及び反共振の特性は、計算によって得られた結果と良好な対応が見られた。また、シミュレーション手法を用いて改良した吸気サイレンサーにおいても、実機運転での評価にて、確実な低減効果が得られ、本手法が吸気サイレンサーの開発、改良の分野において有効である事を実証した。

尚、本件は第一回SETCにて発表されたものである。

### Abstract

As for an outboard motor to be mounted on the rear of a boat, noise generated around an air intake port and penetrates an engine cover is one of the major noise sources, and it becomes one of the important issues to optimize a shape of an air intake silencer.

The air intake silencer was improved and redesigned by using a theoretical simulation method, and the method is reported in this paper. This method is based on one dimensional transfer matrix (2,3), and a position and condition of noise source which is necessary to be understood in order to make models were checked in an engine operation test. Test data obtained from 2ch. FFT were used in verifying presumed characteristics. In result, characteristics of resonance and anti-resonance observed in the test showed good correspondence with results obtain from calculation. An air intake silencer modified based on the simulation method showed constant reduction in noise level in an evaluation using an engine, and this method was proved to be effective in developing and improving an air intake silencer.

This study was presented at the First SETC.

### 1. ま　え　が　き

船外機付きボートによる快適なボーティングを環境との調和を保ちながら実現するために騒音低減は重要な要素となっている。

\*, \*\* 三信工業(株) 第一技術部

Fig. 1に船外機付きボートの例を示す。

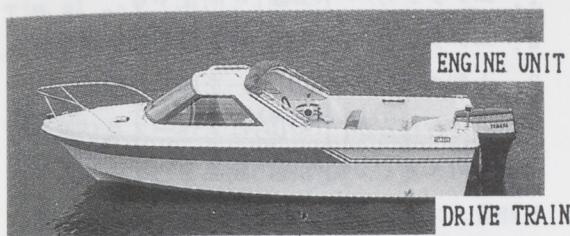


Fig. 1 Boat Powered by an Outboard Motor

ポートからの音として

1. 船外機自身からの放射音。
2. 船内こもり音。
3. ボートの水切り音。
4. 風切り音。

等が含まれるが、下記の理由で船外機自身の低騒音化が必要である。

1. 船外機が引き起こす音の寄与率が最も大きい。
2. 船外機は不特定のボートを対象とするため船体側での改良が期待できない状況にある。

一般的に船外機上部のエンジン部より低周波数成分、下部の駆動部より高周波数成分の音がそれぞれ放射している。

本報告の騒音評価のために船外騒音の測定<sup>(1)</sup>を行った。これは海上2.5mの高さに置かれたマイクロホンから25m離れたところを船外機付きボート

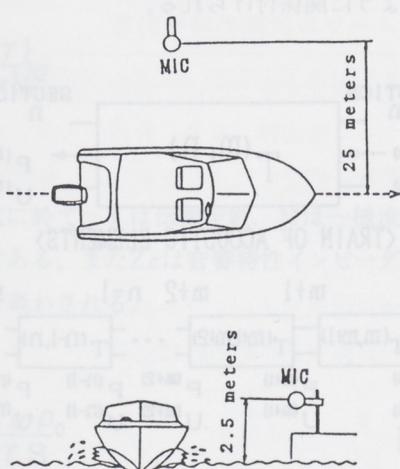


Fig. 2 External Noise Measuring Method

が通過するときの最大騒音レベルとして測定される(Fig. 2)。

本報告での供試エンジンの構造をFig. 3に、諸元をTable. 1に示す。

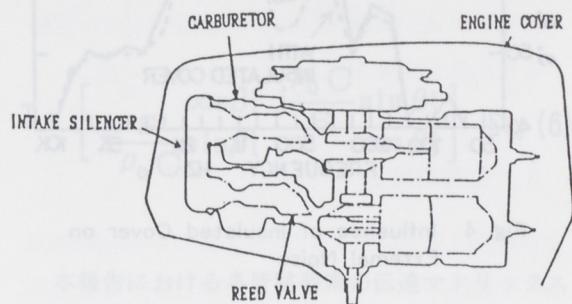


Fig. 3 Test Engine Configuration

Table. 1 Test Engine Specification

ENGINE TYPE	2-STROKE CYCLE, SPARK IGNITION
COOLANT	WATER
CYLINDER	2 (IN LINE)
DISPLACEMENT	760 cm <sup>3</sup>
BORE & STROKE	82 x 72 mm
HORSEPOWER (PROP.)	55 HP
MAX. ENGINE SPEED	5500 RPM
COMPRESS. RATIO	6.5 : 1
CHARGING SYSTEM	LOOP CHARGED
INLET	CRANKCASE REED VALVE
FUEL SYSTEM	2 SINGLE VENTURI CARBURETORS

最初に、船外機上部のエンジンカバー全面を鉛板にて遮音したときの効果を遮音無し状態と比較することで評価した。スロットル全開5500rpmで船外騒音を測定したところ遮音無し状態の周波数分析で最大騒音レベルの400Hzバンド ( $\frac{1}{3}$ oct) が最も低下した(Fig. 4)。これよりエンジン部からの放射音が船外騒音に与える影響の大きいことが分かる。

この様に小型船外機では船外騒音に対しエンジン部からの放射音の寄与率が大きく対策上の重点課題となっている。

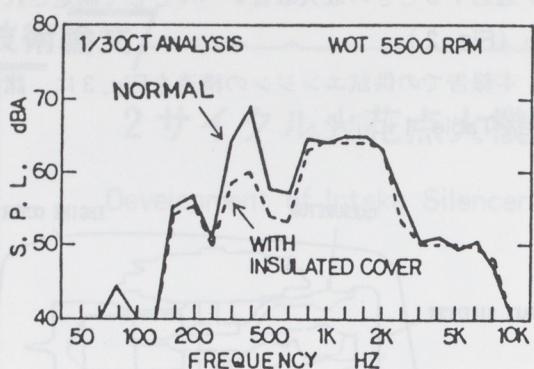


Fig. 4 Influence of Insulated Cover on External Noise

次にエンジンカバー内の各点の騒音を400Hzバンドに注目して測定したところ最大騒音レベルがノーマル吸気サイレンサーの吸入孔部で検出された(Fig. 5, Fig. 6)。この音がエンジンカバーを透過して放射し船外騒音の大きな部分を占めている事がこれより推測される。

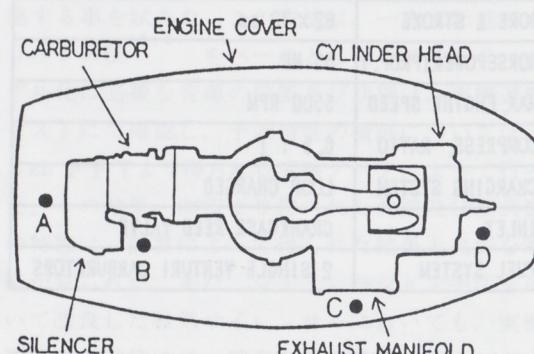


Fig. 5 Measurement Locations

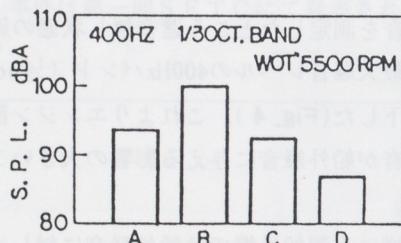


Fig. 6 Sound Pressure Levels

この騒音を低減するために、

1. エンジンカバーの剛性を向上する。
2. エンジンカバー内面に吸音材や制振材を貼る。
3. 大型の吸気サイレンサーを取り付ける。

等が考えられるが、これらはスペース及び重量の増大を招き易く、船外機の商品としての強みである軽量コンパクト性が損なわれるため採用し難い状況にある。

これらの状況を考慮すると、限られたスペース内に取り付く効果的な吸気サイレンサーの開発が低騒音船外機の実現のために重要な課題となってくる。

本報告は小型船外機の吸気サイレンサー開発において一次元伝達マトリックス法<sup>(2),(3)</sup>による特性予測、改良品の単体評価、実機での効果に関するものであり吸気サイレンサー開発の効率向上を狙うものである。

## 2. 音響管路解析

一次元伝達マトリックス法では、音響管路は管路要素の連なりとして扱う (Fig. 7)。

断面m, nにおける音圧をP(m), P(n), 体積速度をU(m), U(n)とすると、断面m, nでのこれらの値はm, n管の伝達マトリックスT(m, n)を用いて以下のように関係付けられる。

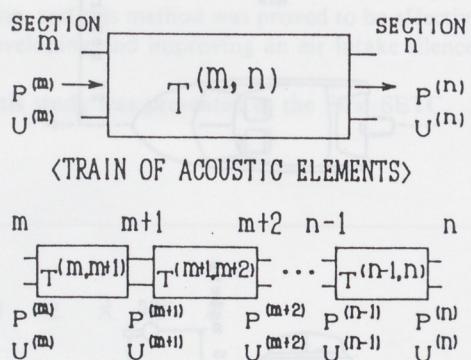


Fig. 7 Acoustic Circuit

$$T(m, n) = \begin{bmatrix} T(\frac{m}{2}, \frac{n}{2}) & T(\frac{m}{2}, \frac{n}{2}) \\ T(\frac{m}{2}, \frac{n}{2}) & T(\frac{m}{2}, \frac{n}{2}) \end{bmatrix} \quad \text{Eq. (1)}$$

$$\begin{bmatrix} P(m) \\ U(m) \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} T(\frac{m}{2}, \frac{n}{2}) & T(\frac{m}{2}, \frac{n}{2}) \\ T(\frac{m}{2}, \frac{n}{2}) & T(\frac{m}{2}, \frac{n}{2}) \end{bmatrix} \begin{bmatrix} P(n) \\ U(n) \end{bmatrix} \quad \text{Eq. (2)}$$

管路全体の伝達マトリックスは各管路要素の伝達マトリックスの積として次のように表される。

$$T(m, n) = T(m, m+1) \cdot T(m+1, m+2) \cdots \cdot T(n-1, n) \quad \text{Eq. (3)}$$

ここで理論的推定が可能な一例として減衰のある長さ1の直ダクトを取り上げると、伝達マトリックスは平面波理<sup>(2),(3)</sup>を用いて次式のように表わされる。

$$T = \frac{-MA}{e} \begin{bmatrix} \cosh A & Z_C \sinh A \\ \frac{1}{Z_C} \sinh A & \cosh A \end{bmatrix} \quad \text{Eq. (4)}$$

ここで、

$$A = \frac{\gamma}{1-M^2}$$

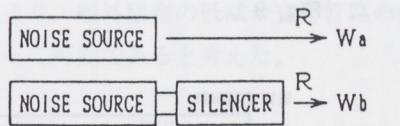
上式に於て、 $\gamma$ は伝搬定数、Mは一樣流のマッハ数である。また $Z_C$ は音響特性インピーダンスで次式で表わされる。

$$Z_C = \frac{j\omega\rho_0}{\gamma S} \quad \text{Eq. (5)}$$

ここで、jは虚数単位、 $\omega$ は角周波数、 $\rho_0$ は空気の密度、Sは管路の断面積である。ここで、Mが小さく、リアクタンス成分すなわち伝搬定数のうち位相定数 $\beta$ のみと仮定すると上式は次のようになる。

$$T = \begin{bmatrix} \cos\beta & j\frac{\rho_0 C}{S} \sin\beta \\ j\frac{S}{\rho_0 C} \sin\beta & \cos\beta \end{bmatrix} \quad \text{Eq. (6)}$$

本報告における各管路要素の伝達マトリックスは式(6)を用いて求め、全体の伝達マトリックスT(m, n)はそれから計算した。また管路全体の音響特性を評価するのに次に示す挿入損失ILを用いた。



Wa : Acoustic Power without Silencer  
Wb : Acoustic Power with Silencer  
R : Radiation Resistance  
IL = 10Log<sub>10</sub>(Wa/Wb) Insertion Loss

Fig. 8 Insertion Loss Definition

Fig. 8に示すように挿入損失ILは音源に消音器を取り付けたときの音響パワーの損失として定義される。そして挿入損失の定義式は音源の性質によって異なる。

定速度音源では

$$IL = 20\log_{10}|T(\frac{m}{2}, \frac{n}{2})| \quad \text{Eq. (7)}$$

定音圧音源では

$$IL = 20 \log_{10} |T(\frac{f}{f_0})| - 20 \log_{10} R \quad \text{Eq. (8)}$$

どちらの式が供試エンジンに適用するのか判断するため次の実験を行った。

### 3. 音源の性質

音源の性質を解明するためにスロットル全開5500 rpmで実機のリードバルブ近傍の圧力を測定した。その結果、リードバルブが閉じた直後に圧力パルスの発生が毎サイクル生じていた。

また、このパルスの周波数がノーマル吸気サイレンサー装着時に417Hzであったのに対してもノーマル吸気サイレンサーを取り外したときには476 Hzであった (Fig. 9)。

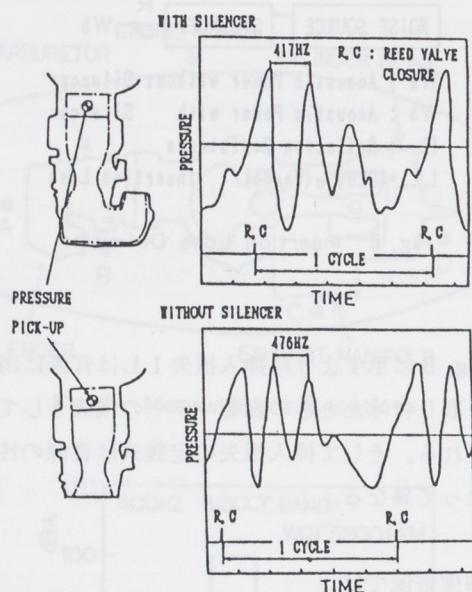


Fig. 9 Pressure Wave at Reed Valve

これに関連してノーマル吸気サイレンサー装着の効果を調べるために船外騒音を測定した所、ノーマル吸気サイレンサー装着時から取り外した場

合に400Hzバンドから500Hzバンドに周波数成分の山の形が変化していることが分かった (Fig. 10)。

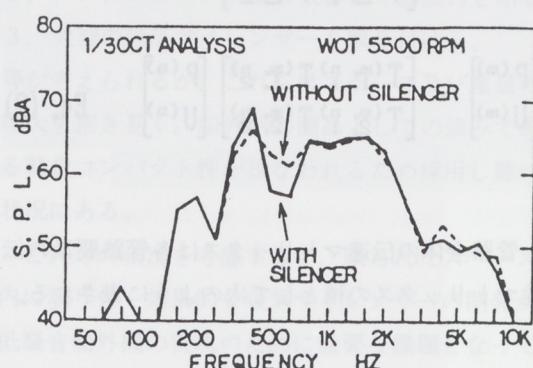


Fig. 10 Influence of Normal Silencer on External Noise

リードバルブ近傍の圧力パルスと船外騒音の周波数成分に一致が見られることから、吸入行程の終わりにリードバルブが閉じ空気の流れを急遮断する事によって急激な圧力上昇がリードバルブ部に発生し、これが吸気サイレンサーの形状に関連した伝わり方をして吸気サイレンサーの吸入孔の音になると考えた。

音源である圧力パルスがリードバルブ表面の固定した壁に生じる事から計算上の音源としてはリードバルブ壁面に定速度音源を仮定した。

### 4. ノーマル状態の特性計算

計算を簡素化するために、実際の吸気管路の形状を異なった断面積、長さ、音速（温度）をもつ10個の要素（直管）により近似した。断面積、長さ、音速（温度）は伝達マトリックスのパラメータである。

ノーマル吸気サイレンサーが取り付いた音響管路全体の計算モデルをFig. 12に示す。

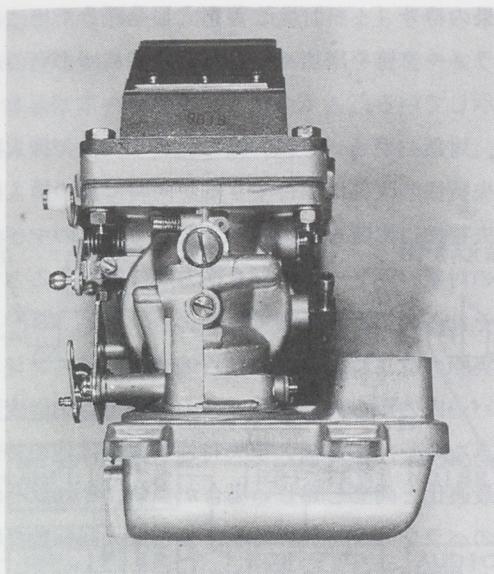


Fig. 11 Normal Silencer, Carburetor and Reed Valve

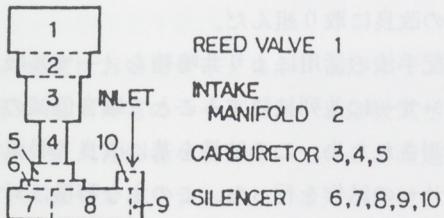


Fig. 12 Simulated Configuration for Normal Silencer

各要素の接続状況を見やすくするために流れ図の併用も行った (Fig. 13)。

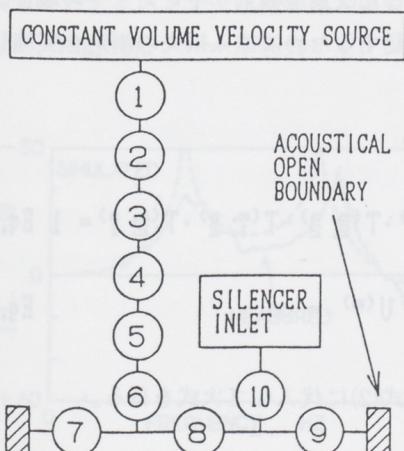


Fig. 13 Normal Silencer Flow Chart

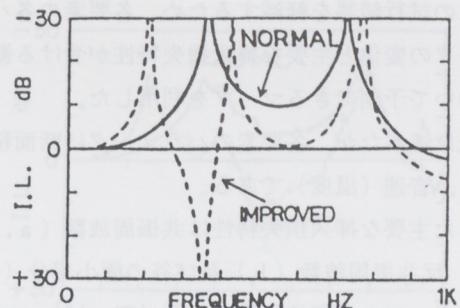


Fig. 14 Simulated I.L. Characteristics of Normal and Improved Silencers

式(6)に基づいて各要素のパラメータと接続状況（直列または並列）を入力データとする電算プログラムによって管路全体の挿入損失  $I_L$  を計算した。

ノーマル状態の挿入損失  $I_L$  の計算結果において船外騒音の対策周波数である400Hz付近に共振現象のある事が分かった (Fig. 14)。

これより、船外騒音の低減が音響管路の形状変更によって可能であると考えた。

## 5. 吸気サイレンサーの改良

本報告で音響管路の計算モデルより挿入損失  $I_L$  を予測するために用いた電算プログラムは各要素パラメータの一部または全ての変更及び削除が容易に可能であるが音響管路形状の最適化に当たっては多大の試行錯誤が必要である。

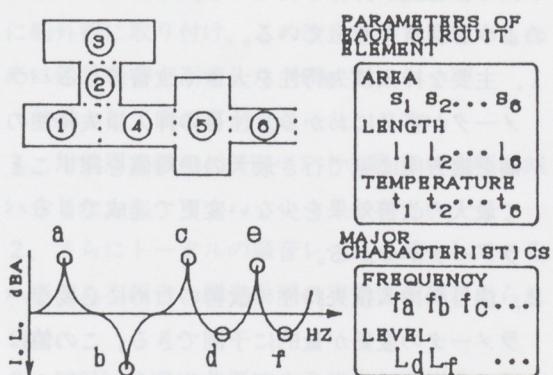


Fig. 15 Parameters of each Circuit Element and Major Characteristics

この試行錯誤を軽減するため、各要素の各パラメータの変化と主要な挿入損失特性が受けける影響について予測できるマップを利用した。

先に述べたが、各要素のパラメータは断面積、長さ、音速（温度）である。

また主要な挿入損失特性は共振周波数（a, c, e）、反共振周波数（b）及び谷の極小部分（d, f）のレベルと周波数を考えた（Fig. 15）。

影響度は、ある要素の1パラメータの変化と主要な挿入損失特性の変化の関係を2次多項式に最小自乗近似した時の微分係数として定義した。

PARAMETERS OF EACH CIRCUIT ELEMENT	MAJOR CHARACTERISTICS				
	f <sub>a</sub> Hz	f <sub>b</sub> Hz	f <sub>c</sub> Hz	f <sub>d</sub> Hz	L <sub>d</sub> dB
S1 = 50 cm <sup>2</sup>	- .07	.00	- .07	- .92	- .03
S1 = 10 cm <sup>2</sup>	- .50	.00	- .85	- 11.35	- .77
S2 = 25 cm <sup>2</sup>	.08	3.45	2.83	.13	.08
S2 = 10 cm <sup>2</sup>	- .75	- 9.65	7.50	- 4.00	- .26
S3 = 100 cm <sup>2</sup>	- .23	.87	.45	- .03	.00
S3 = 15 cm <sup>2</sup>	- 1.65	- 7.20	4.10	- 1.10	- .08
S4 = 50 cm <sup>2</sup>	.00	.00	.13	.13	.06
S4 = 10 cm <sup>2</sup>	- .85	.00	- 2.85	- 9.85	- .18
S5 = 150 cm <sup>2</sup>	- .05	.00	.35	- .35	.04
S5 = 10 cm <sup>2</sup>	- 1.15	.00	- 5.60	- 8.00	.49
S6 = 15 cm <sup>2</sup>	2.25	.00	1.50	- 1.25	.63
S6 = 10 cm	- 3.35	.00	- 2.75	- 3.35	.84

Fig. 16 Influence Map

影響度マップの例をFig. 16に示す。各要素のパラメータが左側の縦方向に、主要な挿入損失特性が横方向にそれぞれ配置されそれらの全組合せについて影響度が計算されている。このマップは次のような利点をもっている。

1. 主要な挿入損失特性を大きく改善できるパラメータが容易にわかる。注目の挿入損失特性の欄を縦方向に見て行き最大の絶対値を探すことで最大の改善効果を少ない変更で達成できるパラメータが分かる。

2. 注目の挿入損失特性の改善のために必要なパラメータの変更が量的に予測できる。この値は挿入損失特性に対し必要な変化量をマップ上の影響度で割り算する事で計算される。そして結

果の符号（+）は改善を成し遂げるためにパラメータ値を増加減のどちらにすればよいのか示している。

3. 対象パラメータ値の修正により注目の挿入損失特性の改善は期待できるが同時に他の挿入損失特性に影響を与える場合がある。このマップの対象パラメータの欄を横方向に調べることでそれらの影響を予測できる。

実際の改良において、パラメータ値はエンジンカバー内の限られたスペースの関係で自由に変更できないし、ある挿入損失特性の改善は他の特性の最適化と両立し難い場合が多い。それ故それらのバランスが必要である。また最大回転数だけでなく使用回転域を通して改善効果をもたらせる事が重要である。本報告では、これらの事を考慮しつつ影響度マップを参考にして吸気サイレンサー形状の改良に取り組んだ。

上記手法の活用により共鳴箱をノーマル吸気サイレンサーに並列接続することで騒音低減の効果が予測された為、この結果を基に改良型吸気サイレンサーの試作を行った。この主な特徴は対策の必要な400Hz付近に反共振を有することである（Fig. 14）。

## 6. 挿入損失の測定<sup>(4)</sup>

試作した改良型吸気サイレンサーの騒音低減効果を確認するために挿入損失の測定を実施した。

ここで、

$$T^{(n)}_1 \cdot T^{(m)}_2 - T^{(m)}_2 \cdot T^{(n)}_1 = 1 \quad \text{Eq. (9)}$$

$$P^{(n)} / U^{(m)} = \infty \quad \text{Eq. (10)}$$

上式を式(2)に代入して次式を得る。

$$IL = 20 \log_{10} | P^{(n)} / P^{(m)} | \quad \text{Eq. (11)}$$

定速度音源の挿入損失は式(11)によって与えられ、音響管路全体における両端の音圧を測定することで容易に求められることが分かる。

挿入損失測定装置の構成図をFig.17に示す。

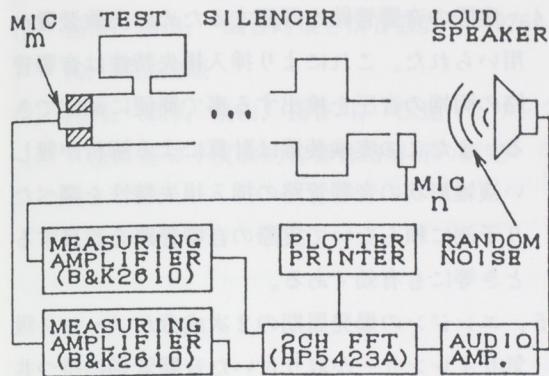


Fig. 17 Insertion Loss Measurement System

この装置においてマイクロホンmはリードバルブ壁に、もう片方のマイクロホンnは吸気サイレンサーの吸入孔に各々取り付いている。測定中はラウドスピーカよりランダムノイズが放射されこの2本のマイクロホンによって音圧信号が検出される。そして騒音計を経由して2ch-FFTに入力される。式(11)の計算が自動的に行われ挿入損失特性のトレースが画面に描かれる。

この装置を用いてノーマル吸気サイレンサー及び改良型吸気サイレンサー仕様の挿入損失特性を測定した。Fig.18はノーマル吸気サイレンサー仕

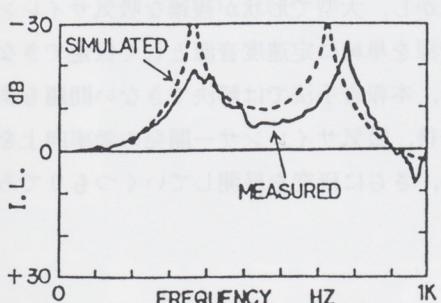


Fig. 18 Measured and Simulated I.L. Characteristics of Normal Silencer

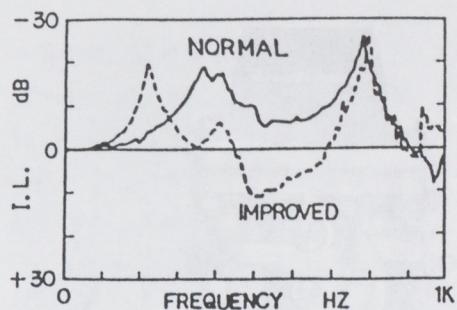


Fig. 19 Measured I.L. Characteristics of Normal and Improved Silencers

様の予測と実測の挿入損失特性を比較している。

Fig. 19はノーマル及び改良型仕様の挿入損失特性の測定結果を示す。これらの結果より次のことが分かった。

1. 予測と実測の比較から共振および反共振の傾向に良好な対応は見られるが挿入損失レベルの予測はあまり一致していない (Fig. 18)。
2. 予測された改良効果 (Fig. 14) は実測によつても確認された (Fig. 19)。

また、この測定装置 (Fig. 17) は計算による解析が難しい複雑形状の音響管路の挿入損失特性を調べたり予測に頼らないで実際の音響管路を改良するとき等にも有効である。

## 7. 実機評価

次に改良型吸気サイレンサー (Fig. 20) を実際に船外機に取り付け、この改良効果を見極めるために船外騒音を測定した (Fig. 21)。

結果として次の事が分かった。

1. 対策周波数の400Hzバンドの騒音が大幅に減少した。
2. さらにトータルの騒音レベルも減少している事から本報告の開発手順の有効性が確かめられた。
3. 200Hz付近に共振による増音が予測されたが (Fig. 14)、船外騒音でも僅かな増音が見られる。

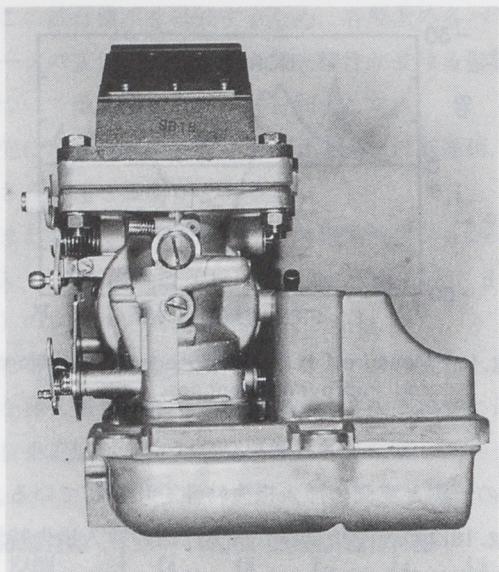


Fig.20 Improved Silencer, Carburetor and Reed Valve

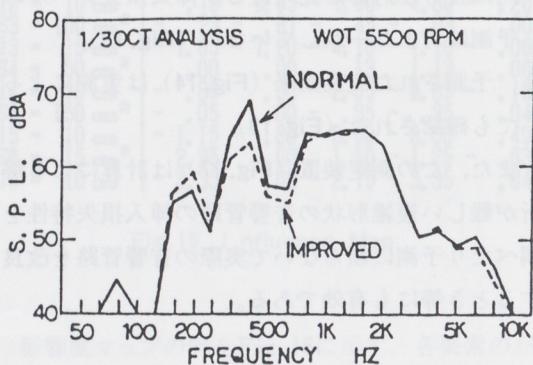


Fig.21 Influence of Improved Silencer on External Noise

## 8. まとめ

一次元伝達マトリックス法を小型船外機の吸気サイレンサー開発に応用したときの研究成果を次にまとめる。

- 計算上の音源はリードバルブ壁面に定速度音源を仮定できる。
- 空気の流れと減衰項を無視した場合でも共振及び反共振が現われる周波数の予測が可能である。

る。

- 吸気サイレンサー形状の改良は各要素のパラメータ変更とそれに連れて変化する主要な挿入損失特性間の関係を計算する電算プログラムの活用により効果的に成し遂げられた。
- 実際の音響管路を評価するために実験装置が用いられた。これにより挿入損失特性は音響管路の両端の音圧を検出する事で簡便に測定できる。またこの実験装置は計算による解析が難しい複雑形状の音響管路の挿入損失特性を調べたり予測に頼らないで実際の音響管路を改良するとき等にも有効である。
- エンジンの爆発周期の2次成分がノーマル吸気サイレンサーが取り付いた音響管路の持つ共振周波数と一致していた事を計算及び挿入損失の測定より説明できた。騒音低減はこの音響管路に爆発2次成分を打ち消す反共振が生じる共鳴箱を取り付けることで成し遂げられた。
- 改良型吸気サイレンサーの評価は挿入損失の測定と実機の両方で行われ、大きな騒音低減効果が狙いどおりの周波数で実現された。さらにトータル騒音レベルも減少した。これにより本報告の手法としての有効性が確認できた。

この手法は実務レベルで簡便に使って開発効率向上に役立ち、低周波数領域が対象の小型吸気サイレンサー開発の分野への幅広い応用が可能と信じている。

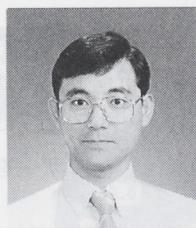
しかし、大型で形状が複雑な吸気サイレンサーや音源を単純に定速度音源として仮定できない場合等、本報告手法では解決できない問題も多い。

今後、吸気サイレンサー開発の効率向上を図るために、さらに研究を展開していくつもりである。

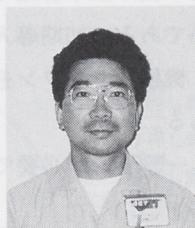
## [参考文献]

- (1) GERMAN STANDARD DIN 45640.  
"Measurement of External Noise Emitted by Water Craft on Inland Waters". June 1970
- (2) 福田, 奥田, "騒音対策と消音設計", 1976-10, 共立出版
- (3) 西村, 深津, 泉山, 長谷川, "伝達マトリックス法に基づく実験的音響管路解析の研究"
- (4) 須山, 平田, "管内平面波の減衰定数(減衰伝搬を伴う消音器系の音響特性 第1報)", 日本音響学会誌, Vol.35, No.4, p.152-164, 1979

## ■著者■



大谷 弘昭



岡崎 正喜