のとき $\Delta D_t \rightarrow -\infty$ であるが、実際には -5 db 程度までしか下がらず、この付近を除けば近似式との一致性はよい。

排気管に対しても同様の試みにより、同様の近似の程度で尾管と同じ結果が求められた。

4. 結 言

第 1 報ではまず内燃機関の排気音の性質をしらべ、次に純音に対して種々の形式の消音器の消音性能を表わす理論式を導き、実験との一致を確かめ、消音器の基本要素として特に適していると思われる拡張室形に重点をおいて研究した。

その結果、純音に対しては十分理論的根拠にたつて消音器を設計できる裏づけをあたえることができた。しかし実際に消音器として用いる場合には、このよう

な純音に対する結果だけではだめで、消音器特有の問題を解決しなければならない。この点について第 2 報でのべる予定である。

文 献

- (1) K.R. Czarnechi & D.D. Davis, *NACA Tech. Note* 1688 (1948).
- (2) K.R. Czarnechi & D.D. Davis, *NACA Tech. Note* 1838 (1949).
- (3) 城戸, 外, 創立 60 周年記念東京講演会, 講演番号 131 (昭 32-10-14), 53; 第 35 期通常総会講演会, 講演番号 527 (昭 33-4-2), 65; 創立 60 周年記念地方第 1 区 (仙台) 講演会, 講演番号 110 (昭 32-9-27), 37; 第 33 期通常総会講演会, 講演番号 536 (昭 31-4-3), 41; 音響学会前刷 (昭 32-5).
- (4) 五十嵐, 外, 音響学会前刷 (昭 32-5).
- (5) D.D. Davis, D. Moore, & G.L. Stevens, *NACA Report*, 1192.
- (6) 戸田, 外, 機械の研究, 8, 7~9 (昭 31).
- (7) H. Fletcher & W.A. Munson, *J. Acous. Soc. Amer.*, 5 (1933), 82.
- (8) 金井, 東京大学工学部機械科, 西脇研究室報告 (非公刊).

621. 43. 063. 7:534. 83

内 燃 機 関 用 排 気 消 音 器 の 研 究*

(第 2 報, 排気音に対する消音性能)

金 井 務**

Investigation of Silencing Characteristics of Mufflers

(2nd Report, Silencing Characteristics for Exhaust Noise)

by Tsutomu KANAI

Attenuation characteristics for exhaust noise are influenced by the exhaust gas temperature, flow velocity and non-steady wave. They are investigated theoretically and experimentally by using a specially designed apparatus.

Gas temperature has an effect to modify frequency of the attenuation curve without change of attenuated amount, and the effect of flow velocity is negligibly small. Attenuation characteristics for non-steady wave is similar to the one for pure sound, but audible sound intensity is much larger (about 40 db) than one indicated by instruments.

Attenuation characteristics of chambers filled with glass wool are obtained experimentally, and this type shows much efficacy for non-steady wave.

Results of the experiments in which mufflers are inserted in the engine exhaust line, agree with those of the theories which are composed of equations on muffler themselves, tail pipe and effects of gas temperature, flow velocity and non-steady wave.

1. 緒 言

第 1 報においては純音に対して消音器や尾管等の幾

何学的構造を変化させて、それらの減衰性能をしらべた。ところが、消音器は実際にはこの純音のように静止、常温の空気中の定常波に対して用いられるわけではないので、この相違点を明らかにしておく必要がある。

ここで考えておかねばならない要素はたくさんあるが、主として次の四つであると思われる。その第 1 は

* 昭和 33 年 10 月 27 日 東京秋期講演大会において講演、原稿受付 昭和 35 年 1 月 19 日。

** 正員、日立製作所中央研究所 (東京都北多摩郡国分寺町 恋ヶ窪 280)。

非定常音であって、第1報でも触れたように 1500 c/s 以上の排気音は爆発周波数を間欠周波数として非常に激しい音を発する。これは波形からみておそらく衝撃波に基因するものと推察できるが、音の発生原因についてはあまり触れない。第2は環境音であって、消音器が使われる環境ではほぼ定常的に発せられている大きさ以上に性能をあげる必要はない。第3は排気ガス温度、第4は排気ガス流速で、ともに音を伝える媒体が静止常温の空気と異なっているためのもので、これらは厳密に考えれば爆発周波数ごとに変化するが、消音器を対象として研究するに限り、このような詳細な吟味は不必要である。

以上のようにして、排気音の性質を分解したうえ、個々の要素について吟味し、最後に実際の機関の排気管に対して消音器を用いた。この実験の結果を、第1報、第2報で示したすべての因子を考えた理論結果と比較することによって、だいたい以上の要素だけを考慮しておけば十分であることを確認した。

2. 排気音の特殊性を考慮した消音性能

2.1 非定常音 第1報に示したように音の振動数が 1500 c/s をこすようになると、もはや定常音とはいえず、間欠的な非定常音として考える必要がある。したがって非定常音の影響をしらべるには、非定常音に対する消音器の減衰性能を知る以外に、普通の測定器で得られる音圧レベルと感覚的な音圧レベルの間に大きな差異のあることを考慮に入れなくてはならない。

第1図のような非定常音の測定器による音の強さを I 、聴覚による音の強さを I_0 とし、聴覚では間欠音の最大値を感じると考えると、近似的に

第1表 非定常音に対する補正項

f_s c/s	1000	2000	3000	4000	5000
$-A$ db	38.0	41.0	42.7	44.0	45.0

第1図

$$\frac{I}{I_0} \doteq \frac{1}{2\pi f_s} \left[1 - e^{-at} \sin \left(2\pi \frac{f_s}{f_s} + \frac{\omega'}{f_s} \right) \right] \dots (1)$$

$$\doteq \frac{1}{2\pi f_s} \dots (2)$$

ただし、 a : 減衰係数、 f_s : 音の振動数、 f_s : 機関の毎秒あたりの爆発数、

$$\omega' = \frac{1}{t_1} \tan^{-1} \frac{2\pi f_s}{a}, \quad t_1: \frac{1}{f_s}$$

したがって補正項 $A = 10 \log_{10}(I/I_0)$ は第1表のようになる。

次に非定常音と定常音との間に減衰性能の点で差異があるかを検討する。

非定常音を $0 < t < t_1$ の範囲内で

$$\phi = Ae^{-at}e^{-i(\omega t + kx)} + Be^{-at}e^{-i(\omega t - kx)} \dots (3)$$

で表わすとする。ここで定常音との相違は e^{-at} の項だけである。拡張室の理論によればこの e^{-at} のかかっている音と、拡張室の中を n 回往復した $e^{-a\{t+(2l/c)n\}}$ のかかっている音とが干渉して消し合うわけであり、このときの振幅の比は $e^{-a(2l/c)n}$ である。しかるに実験の結果では

$$a = 10^{-2} \sim 10^{-1}$$

また実用上の点から

$$\frac{l}{c} = \frac{10 \sim 30}{34000} \doteq (0.3 \sim 1) \times 10^{-4}$$

したがって $2a(l/c) = 10^{-5} \sim 10^{-7}$ 程度となり、これが 1% の誤差をもつためには $n \approx 10^6$ 、すなわちこれだけ管内を往復する必要がある、減衰効果の点からは全く考える必要のないことが了承される。これは非定常音を模擬的に発する電気回路、および実際の機関の排気音を周波数特性のよいテープレコーダに録音したものを第1報第4図の低周波発振器の代りに使った実験装置によって実験を行なって確認した、第2図がその一例である。

2.2 複合音 本当に測定したい音を x 、余分には

第2図 非定常音と純音との比較

いてくる音(環境音)を y とすれば, 実際に測定するのは

$$x+y=z$$

で, したがって余分にはいてくる音をあらかじめ測定しておいて, 測定音 z を修正してやる必要がある. 次にその結果を第 2 表に示す.

したがって複合音が環境音より 10 db 以上高ければほとんど補正の必要がないし, また環境音より 3 db 以下しか大きくない音は測定しても意味のないことが明らかである.

以上は振動数が同じ場合であるが, 振動数が若干異なっているても大勢には影響はない. 排気音はごく低振動数の範囲を除き, いろいろな振動数の音を平均に含んでいるから, 消音器の減衰特性曲線に 1 箇所でも悪いところがあると, 他のところがいかによくてもあまり効果がないことになる. したがって消音器の減衰特性曲線としては全体のレベルが良い外に, 凹凸の少ないものが良いことになる.

2.3 排気ガス温度 第 2 報までの取扱いでは音を伝える空気は常温である場合だけを考えたが, 実際に消音器として使用する場合には排気ガスの温度はかなり高い. したがって理論においても, また常温で行なった純音実験の結果を消音器に適用する場合についても, 排気ガスの温度によって減衰性能がいかに変化するかの知っておく必要がある.

消音器を通過する排気ガスの温度は正確には爆発回数ごとに細かい変化をするが, ここではその平均温度についてだけしらべる. これは実用上問題となる音の振動数は毎秒あたりの爆発回数にくらべてずっと大きいし, 音の干渉によって消音が行なわれるのは相隣る二, 三の音波だけであるから, この間では排気ガスの温度は一定と考えても大きい誤差をもたらさないと考えられる.

管内での速度ポテンシャル ϕ は, 正の方向に進む波と負の方向に進む波とからなり, 時間に定常的な音波では任意の点に原点をとり, そこからの長さを管に沿って l で表わすと

$$\phi = f(kl) + f'(-kl) = F(kl) \quad (4)$$

と一般的に表わすことができる. ここで

$$k = \frac{2\pi}{c} f$$

であり, 温度 T_1 のときの音速を c_1 , T_2 のときを c_2 とすれば

$$c_1 = c_2 \sqrt{\frac{T_1}{T_2}} \quad (5)$$

次に T_1 および T_2 のときの音の強さ, I_1 と I_2 が同

じである条件を求めると

$$F(k_1 l) = F(k_2 l)$$

$$f_2 = f_1 \sqrt{\frac{T_2}{T_1}} \quad (6)$$

したがって温度 T_1 のときの f_1 と, T_2 のときの f_2 とが (6) 式で対応する. これを実験的に確かめるために, 第 1 報第 4 図の純音実験装置を用い, 消音器としては電熱線によってほぼ排気温度にしたものを使って実験した. 第 3 図がこの結果で, この結果からわかるように, 純音で求めた減衰特性曲線の音の振動数だけを修正してやれば, そのままの形で排気音のように温度の高い場合にも適用できる. 第 1 報で純音に対する減衰特性曲線を 3000 c/s までしか求めなかったが, これは常温での結果であったので, 排気音に対してはもっとずっと高い振動数まで実験を行なったことに相当するわけである.

2.4 排気ガス流速 排気管内のガスの速度は機関の爆発周波数と同じ周期で増減し, その中を音波が突き抜けてゆくわけで, いいかえれば音波は(音速-ガスの速度)だけの相対速度で細かい速度こう配のある中を通過してゆくことになる. ところが音の振動数は爆発周波数(すなわち速度の変化する周波数)に比べ一般に大きく, また消音には相隣る二, 三の音波だけがおもに関係するから, 消音に関する機構を考える限り,

第 2 表 環境音補正

複合音-環境音 db	10	9	8	7	6	5	4	3	2	1
複合音からの補正值 db	0.4	0.6	0.8	1.0	1.3	1.7	2.2	3.0	4.3	6.8

第 3 図 排気ガス温度の効果

排気ガスは一樣の速度で流れていると考えてよからう。

排気ガスの平均速度を v 、音の速度を c とすると、排気ガスの流れる方向には音は $c_1 = c + v$ の速度で、これと逆の方向には $c_2 = c - v$ の速度で伝えられていることになる。

こうすると排気管内の速度ポテンシャル ϕ は

$$\phi = Ae^{-i(\omega t - k_1 x)} + Be^{-i(\omega t + k_2 x)} \dots\dots\dots (7)$$

ここで

$$k_1 = \frac{2\pi}{c+v} f = \frac{2\pi}{c} f \frac{1}{1+M} \quad (M: \text{マッハ数})$$

$$k_2 = \frac{2\pi}{c-v} f = \frac{2\pi}{c} f \frac{1}{1-M}$$

また

$$k \equiv \frac{k_1 + k_2}{2}$$

とおけば

$$k \equiv \frac{2\pi}{c} \frac{f_0}{1-M^2}$$

ここで新たに

$$f \equiv \frac{f_0}{1-M^2}$$

とおく。

消音器の減衰量を求めるとき、減衰量を表わす式には常に $(k_1 + k_2)$ の因子がはいってくるから、(8)式からそのときの音の振動数 f_0 は、排気ガスの流れのないときの音の振動数 f と修正係数 $(1-M^2)$ の積 $f(1-M^2)$ と等価である。

いいかえれば、速度 v のときには $v=0$ のときの減

ΔD = 静止時の減衰量 - 速度 V 時の減衰量

第4図 排気ガス速度の効果

第5図 流速効果を調べる実験装置

衰特性曲線の形はそのまま、音の振動数を $f(1-M^2)$ だけ変えてやればよいことになる。この修正係数は v の方向によらず常に1より小さいので、ガスの流れがあると特性曲線は常に振動数の低い方向に移行し、前項の排気ガス温度の効果とは逆である。しかし普通 $1-M^2 \approx 1$ であって、結果は重大な影響をあたえることは少ない。

第4図は速度0のときの減衰量を基準にして、速度約20 m/s, 40 m/sのときの減衰量の差異を実験的に求めた結果である。減衰曲線の形がずれることは認められず、非常に低振動数と高振動数で若干差異のある外は、あまり大きな違いは得られなかった。第5図はこのための実験装置である。

2.5 吸音材による消音 吸音材を用いて消音を行なうことは従来より広く採用されているが、消音器として使用するためには、拡張室の中に吸音材をつめ、その中央に適当な大きさの穴を多数あけた排気管を通すので、単に吸音材だけの消音とはいえず、拡張室による消音が重なってくる。第1報第4図の実験装置を用い、この種の消音器の減衰特性曲線を求めた。使用した吸音材はガラスウールである。

第6図がその結果で、これでは低振動数範囲ではガ

第6図 ガラスウールの効果

ラスウールの効果は全くあらわれず、拡張室と同じ結果を示し、振動数が高くなると急激に減衰量が増している。ガラスウールをつめた拡張室の長さ、断面積を一定に保ち、中のガラスウールの密度を 80 kg/m^3 , 130 kg/m^3 , 150 kg/m^3 の三とおりに変えた結果では、 600 c/s までは全くガラスウールの密度の差はないが、それ以上では 80 kg/m^3 が一番悪く、 130 kg/m^3 , 150 kg/m^3 ではほとんど差異がなかった。

3. 機関に装着した実験

3.1 実験装置および方法 前節までに行なってきた研究は、排気管内の現象を非常に単純化したものについてであって、実際の内燃機関の排気音にたいしてそのまま適用できるか疑問である。そこで前節までの解析の終わった消音器を内燃機関に装着して、排気音に対する消音性能を実際に求めてみて、以上の単純化実験の結果と照合し、いままでの研究結果が種々の因子（たとえば尾管の長さ、排気ガス温度、流速、非定常音等）を同時に含んでいる排気音に対してもそのまま適用できるかを検討しておく必要がある。そこで外部へ内燃機自体（排気音以外の）の音がもれないように考慮されている部屋の中に機関をおき、動力計で負荷をあたえ、排気音は排気管で外部へもちだし、そこで実験を行なった。このとき、排気管端付近の構造物が実験値に誤差をあたえることを考え、十分広い平坦な場所を選んだ。

な場所を選んだ。

実験室は三方は厚いコンクリート壁であり他の一方には窓があるが、ここには吸音、しゃ音のため厚い暗幕を四重に重ね、その結果、この実験室内部の音は外部にはほとんど達せず、 $50 \sim 10\,000 \text{ c/s}$ の範囲でしゃ音による減衰量は 40 db 以上で普通の実験範囲では問題はなかった。室内には実験用機関、動力計、燃料消費量の測定装置、冷却水タンク、マイクロホン以外の排気音測定器全部をおき、排気ガスは排気管で窓を通して外部へ持ちだした。

(i) 設備および測定器

a : 内燃機関

形式：ダットサン、B形機関、変速機付、水冷側弁式、四サイクル。

シリンダ数：4

直径×行程： $60 \text{ mm} \times 70 \text{ mm}$

全シリンダ容積： 860 cc

圧縮比： $6.5 : 1$

最大馬力： 25 HP ($4\,000 \text{ rpm}$)

最大トルク： 5.1 kg-m ($2\,400 \text{ rpm}$)

b : 測定器

動力計：東京衡機製 F 形水動力計

騒音計：JIS 7201 に準拠して自製

オクターブフィルタ：日本電子測器製 Model OF-4

レベル指示計：同、Model LI-3

機関回転数 $1\,500 \text{ rpm}$
負 荷 $1/4$

機関回転数 $1\,500 \text{ rpm}$
負 荷 $4/4 \sim 0$

第 7 図 機関実験と理論との比較

周波数分析器：日本電子測器製

(ii) 機関および排気ガス特性(第3表)

3.2 実験結果と理論との比較 実験は機関の回転数を 1500 rpm 一定に保ち、負荷を 0~4/4 と変えて行なった。その結果は

(消音器をつけないときの排気音)

—(消音器をつけたときの排気音)=減衰量(db)

の形で各振動数に対して整理した(第7図)。

また同じ図に

(消音器をつけないときの排気音)−(環境音)

を示したが、この値は実験時の負荷、機関の調子、環境音によって著しく変わるため、かなり広い幅をもっている。しかし消音器の減衰量がこの値と同じ程度になれば、もうそれで十分であるので、そのときどきの環境音は明示しなかった。図中、実線で理論値を示したが、実験とは非常によく一致している。

3.3 試作消音器 第8図に試作した消音器の一例を示す。これらは構造的には非常に初歩的であるが、消音器を構成している各部の働きが比較的めいりょうにでているので例として選んだ。この消音器は比較的減衰量も大きく構造材も少ない形で、内容的には2段の改良拡張室に吸音材形が併用してあり、平均 50 db の減衰量が得られた。吸音材併用のため振動数が高くなっても減衰量が少なくなる傾向はみられない。

4. 結 言

従来の消音器の研究は音響学的な基礎理論から応用まで全く一貫して行なわれておらず、消音器の消音性能に影響をあたえる諸因子の働きがわからなかったため、理論的根拠にたって消音器を設計したり、その消音性能を解析して性能の改善をはかることはほとんどできなかった。

この研究の結果、上記の消音器研究上の欠点はほとんど全部なくすことができたわけであるが、そのおもな点を要約すると次のようになる。

(1) 拡張室形を改良して著しく消音性能のよい消音器を開発した。すなわち長さの異なる拡張室を多段にして用い、内部に適当な長さの管をそう入すると、きわめて広い振動数範囲にわたって 50 db 程度の減衰量をうることができる。またそう入管の間を多数の小穴をあけた管でつなぐと普通の拡張室より流動抵抗が著しく少なく、しかも消音性能は変わらないようにすることができる。

(2) 排気管および尾管の長さが消音性能にあたえる効果を明らかにし、その効果を簡単な近似式で表わし、消音器設計上の手数を著しく簡単にすることがで

第 3 表

機関回転数 rpm	1 000	1 500	2 000	2 500	3 000	注
軸 馬 力 BHP	5.7		12.5		17.4	
指示平均有効圧 kg/cm ²	6.50		6.50		6.50	(1)
吸入空気流量 l/s	6.310	9.460	12.615	15.780	18.920	(2)
吸入空気温度 °C	30	30	30	30	30	
吸入空気流量 g/s	7.45	11.18	14.90	18.60	22.38	(3)
燃料流量 l/h	2.32	3.58	4.77	5.76	6.55	
cc/s	0.644	0.994	1.325	1.600	1.820	
g/s	0.462	0.715	0.953	1.15	1.309	
吸入総量 g/s	7.61	11.90	15.85	19.75	23.69	(4)
排気温度 °C	354	450	522	571	610	(5)
°K	627	723	795	844	883	
排気流量 10 ³ g/s	0.570	0.494	0.449	0.424	0.403	(6)
l/s	13.88	24.10	35.30	46.6	58.5	
排気流速 m/s	17.23	30.00	43.9	57.9	72.7	(7)
音 速 m/s	503	539	565	585	596	(8)
マッハ数	0.034 3	0.055 7	0.077 7	0.099 0	0.122	
レイノルズ数	7 030		15 900		24 400	
圧力損失 mmHg	0.18~3.8		0.31~8.5		0.64~20.0	(9)

(注) この特性値は消音器の消音性能に関してはあまり大きい影響をあたえないので、この表で示した値も全部実験したものではなく、数値的に非常に正確とはいえない。(1): 軸馬力の測定値からの計算、(2): 体積効率を 1 と仮定、シリンダ容積と圧縮比から計算、(3): 吸入空気密度を 1.18 kg/m³ とし計算、(4): (3)+燃料流量、(5): 排気管内に熱電対をそう入して測定、(6): (2) より計算、(7): (6) より計算、(8): (7) より計算、(9): 実験に用いた全部の消音器の圧力損失の範囲。

第8図 試作消音器の一例

きた。

(3) 排気ガスの流速、排気ガスの温度、高振動数の間欠音等、排気音特有の現象を明らかにし、それらの効果を消音器の設計に組入れることができるようにした。

本研究を終るにあたり、終始御べんたつ、御激励を