

内燃機関の排気消音器に関する研究（第3報）

（排気管内における噴霧注水の影響）

村 崎 憲 治

Studies on Exhaust Muffler of Internal Combustion Engine (3)

(Effect of the Injected water in the Exhaust Pipe)

Kenzi MURASAKI

I. 緒 言

消音器の研究としては、最近福田氏¹⁾は、空胴形消音器について、理論的解析を試み、それに基づいた数値計算も行なっている。また今井氏²⁾は消音器の純音、並びに排気音に対する消音性能について発表しているが、実験に使用した消音器の型式としては、2段改良拡張室形にガラスウールの吸音材が併用してあるものを使用している。

現用の自動車、オートバイの消音器の構造は、各社多種多様で、消音器の理論的基本形を数種類組合せて消音を行っているのが現況であり、なかには複雑な内部構造をもっているものもある。

こゝで筆者は構造的に最も単純小型化した消音器を試作し、この消音器について、2、3の実験を試み、結果については、日本産業教育学会々誌に、第1報³⁾、第2報⁴⁾として報告した。特に第2報に発表した機関排出直後の高温排気ガス中に水を噴霧状に注水した場合、減衰効果に対しての影響は興味ある結果を得たので、本研究においてこれら実験結果を基礎とし、累積的に消音器を改作し、更に条件を付加して、この問題を追求した。

II. これまでの研究経過の概要

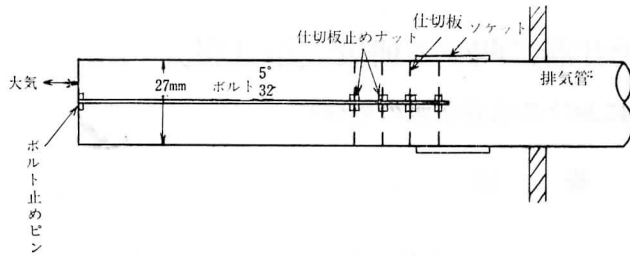
前述の如く、これまでの研究報告は日本産業教育学会々誌に、第1報、第2報として発表したものであるが、本実験の内容を明確にするために、これまでの研究経過の概要について付記する。

先づ筆者は第1段階として、第1図に示すような排気管および消音器を試作し、これを久保田鉄工KK製、AHC型、3 ps/100 r. p. m. 単気筒、4サイクル石油機関に装着して、実験を試みた。

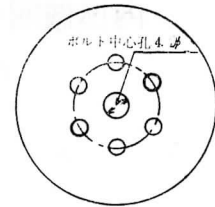
すなわち、内径27 mmのガス管を排気管とし、その外端部、長さ500 mmを消音部とて、その中に直径26 mmの仕切板（第2図参照）を2～10枚挿入固定し、仕切板には2.6 mmの孔を2、4、6、8個あけ、仕切板枚数と仕切板にあけた孔数、仕切板相互位置の変化等の消音効果に及ぼす影響について研究した。

結果を要約すると次の如し。

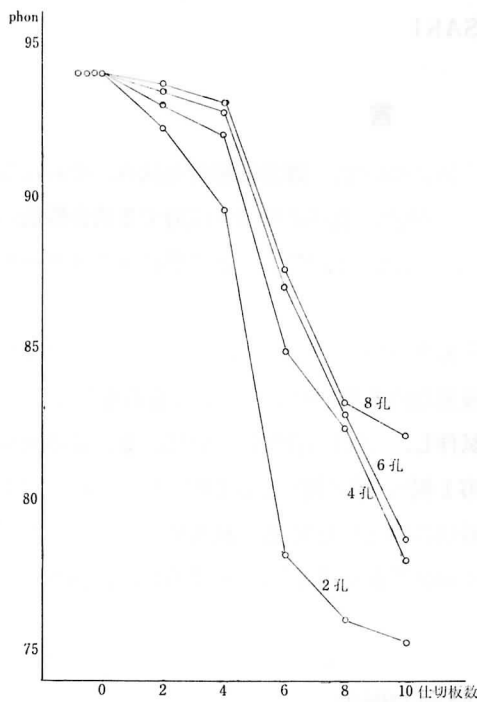
(1). 仕切板を等間隔に固定した場合、枚数の増加に応じて消音量が大きく（第3図参照）なかで



第1図 試作排気管および消音器



第2図 仕切板 (6孔)



第3図 孔数別における仕切枚数の影響

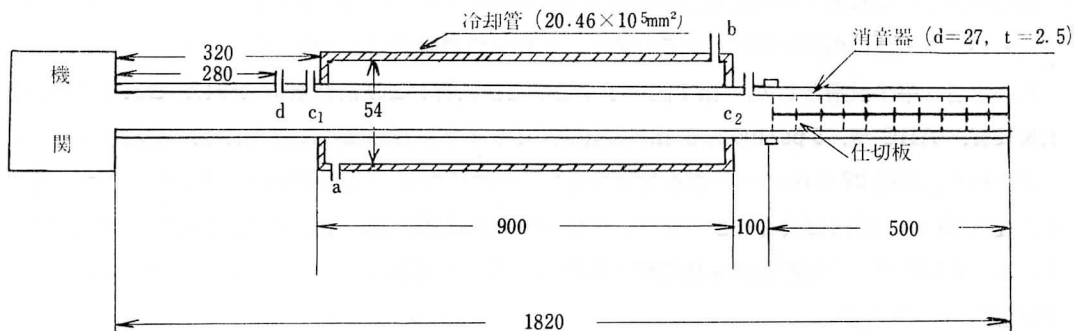
も6枚のときが減衰率は他の場合に比べて、大きい傾向を示した。

(2). 孔数の影響としては数が少ないほど、消音効果は大きい。

(3). しかし、あまり仕切板を多くし、孔数を少なくすると、排気ガスの流動抵抗によって機構の背圧を高め、機関の性能に悪影響を及ぼすので、機関の特性に応じて最適な数の限界があると考える。

第2段階としては第4図に示すように、排気管および消音器を改作し、仕切板数は10枚に一定し、これを等間隔(各板距離50mm)に固定し、排気管中の高温排気ガスの水冷による消音効果の影響を調べた。

ただし、実験機関としては、新に装置した川崎航空KK製、3PS、単気筒、2サイクル空冷ガンリン機関を使用した。



第4図 改作排気管および消音器

a : 冷却水入口孔 b : 冷却水出口孔 c₁~c₂ : 排気ガス温度測定孔 d : 冷却水噴射ノズル

水冷方法は、次の2通りを採用した。

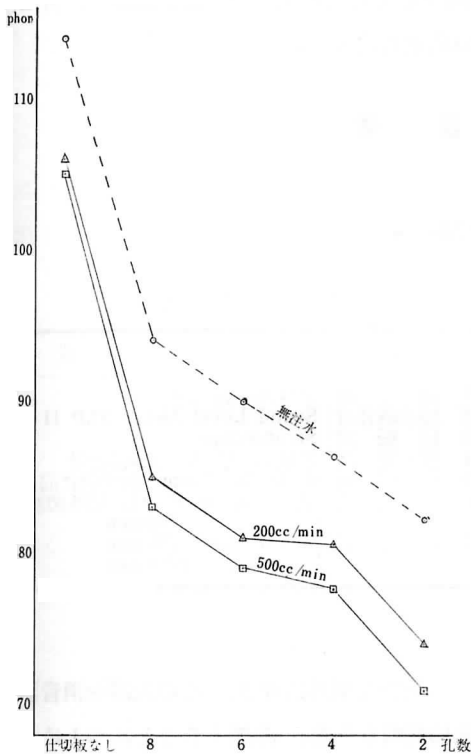
1). 外部冷却

排気管の一部を水冷管でとりまき、一定量の水を流して排気を間接冷却する方法。

2). 内部冷却

機関から排出された直後における排気ガス中に、管壁に装置した口径 0.5 mm のノズルから、水を噴霧注水して直接冷却する方法。

この結果を要約すると、次の如し。



第5図 内部冷却における水量別排気音量
(1,500 r. p. m. 2 kg)

(1). 外部冷却の場合には、冷却水量に応じて、排気温度は 200°C~300°C の降下量を示しているにかかわらず、排気音の減衰量はほとんど認められない。これは排気管の外部を冷却水でとりまく関係上、その部分の管材の弾性が変化し、消音効果という観点ではそれがかえって負の方向に作用するものと推測した。

(2). 内部冷却の場合には、第5図に示す通り、噴霧注水することのみによる効果として、200cc/min 注水するとき約 3~8 ホーンの消音量を示し、500cc/min のとき約 6~11 ホーンという大きな消音効果を示した。

III. 本実験の目的

以上の結果から考察するに、排気を冷却すれば、その圧力が減少するから、排気音の振幅は減少し、したがって消音効果があることは当然と考えられる。しかし、外部冷却の場合の結果からも明らかなように、単に排気温度を下げるのみで

は、実験的には十分な効果は得られなかった。しかし、一方内部冷却により約 10 ホーンという消音効果を得たのは、いかなる理由によるのであろうか。それは冷却による若干の効果はあるにしても、その大部分は次のような理論に基づくものと推論される。

すなわち、排気中に水滴および水蒸気の混入によって、音波の反射屈折を生じ、また音波の速度に変化を生じ消音の機構を形成するものと思われる。

また、v. o. kundsen⁵⁾は音波は湿度によって、吸音状態が変化することを発表し、飯野氏⁶⁾も、「湿度が 10~20% の相対湿度のとき、最も減衰係数が大きくなり、周波数が低いときは影響が少なく、周波数が大きくなると大きい。この理由は、ガス中の湿り粒子の間を通過するとき、波長の長い低

周波は曲る性質があるので、減衰しにくい、高周波になるにつれて波長が短くなり、直進するから、湿り粒子に衝突して音のエネルギーが熱のエネルギーに変換するものと思われる。」といている。この見地からすれば、むしろ冷却による消音に結びつけるより、注水による吸音機構の形態をとるものと推論した方が、より正しいと思われる。

これらの説を絶対的なものとすれば、吸音効果の点から考て、注水量にはある限度があるものと推測される。

そこで本実験では、この限度を究明するため、注水量を5段階に区分し、かつ噴霧注水ノズルを排気管壁4箇所に設け、各ノズルからの注水量を増減して減衰効果への影響を追求し、併せて仕切板を15枚と20枚に増加した場合の効果についての測定も試みた。

IV. 実 験 装 置

(1). 実験機関

前回同様の機関を使用し、諸元は第1表に示す通りである。

第1表 実験機関諸元表

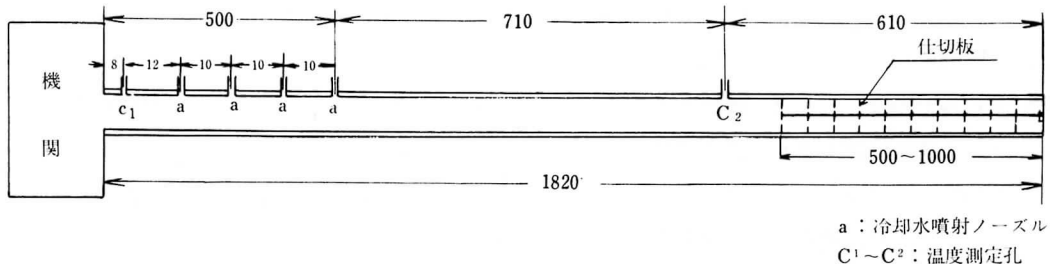
製作社名	川崎航空機KK
形 式	KF 30 A
種 類	2 サイクル空冷ガソリンエンジン
筒径×行程	53×50 mm
総排気量	110 cc
圧 縮 比	5.8 : 1
定 格 出 力	3.0PS/3,600 RPM

第2表 実験装置

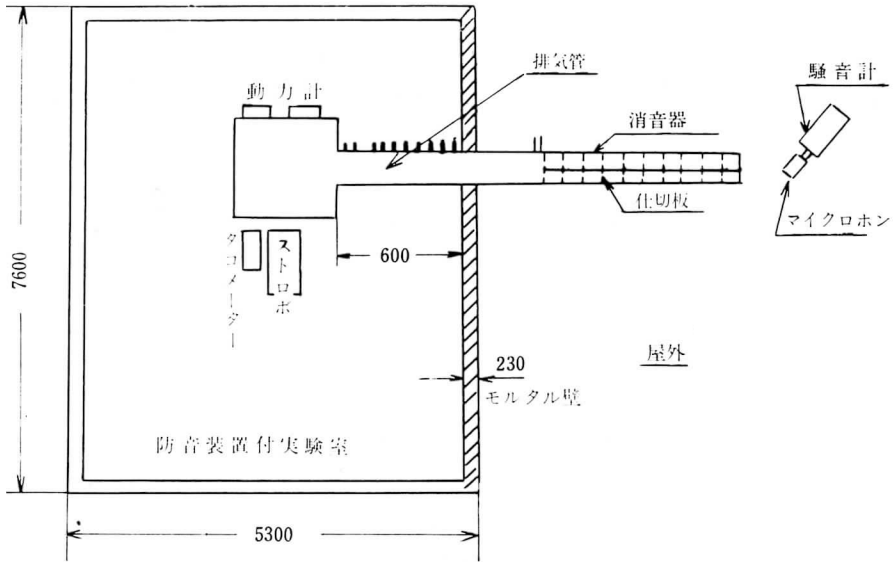
番号	機 器 名	型 式
1	動 力 計	プロニー動力計
2	指示騒音計	Sound Level Meter SLP-11
3	回 転 計	Stroboscope
4	温 度 計	熱電対温度計, 水銀温度計
5	仕 切 板	$d \times t = 26 \times 1$ mm 前実験に同じ
6	排 気 管	噴射注水ノズル付, 第6図参照
7	消 音 器	$\begin{cases} \times 500 \text{ mm} \\ d \times l = 27 \times 750 \text{ mm} \\ \times 1600 \text{ mm} \end{cases}$

(2). 実験装置および配置

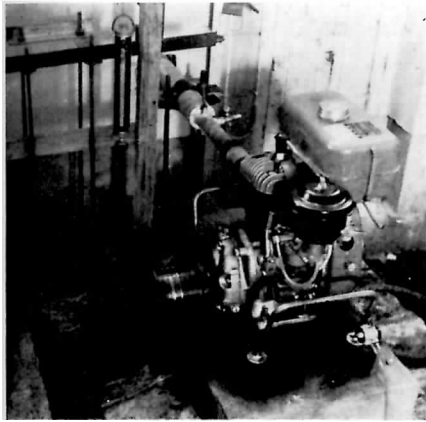
第2表, 第6図, 第7図 (A) (B) に示す通りで、排気管を屋外に導き、その先端を消音器とし、特に屋外における排気音の反響はもちろん、その他機関音を十分、分離することにつとめた。



第6図 本実験試作排気管並びに消音器



第 7 図 (A) 実 験 装 置 配 置 図



第 7 図 (B)

V. 実 験 方 法

消音器を構成している仕切板数を 10 枚に一定し、機関の運転状態を 1500 r. p. m.。負荷 1 kg : 1800 r. p. m.。負荷 0 kg : 3000 r. p. m.。負荷 0 kg の 3 区分とし、各状態において、次の順序にしたがって、実験を試みた。

(1). 注水量を 200 cc/min。300 cc/min。400 cc/min。500 cc/min。750 cc/min の 5 つに区分し、減衰量と消音器末端から排出される排気水の状態により、最も有効な水量 Q を決定する。

(2). (1) により決定された水量 Q を一定とし、その量を 4 箇のノズルから次の割合で配分注水して、最も効果のある配分法を決定する。

- (イ). 各ノズルから均等に 125 cc/min ずつ注水する。
- (ロ). 機関に近いノズルから順次 4 : 3 : 2 : 1 の割合で注水する。
- (ハ). 機関に近いノズルから順次 1 : 2 : 3 : 1 の割合で注水する。

(3). (2) により決定された配分法において、各ノズルから噴霧する量を、それぞれ $1/4$, $1/3$, $1/2$, $1\frac{1}{2}$ に増減して注水し、効果を調べる。

(4). (3) において最効果のあったものについての注水総量 Q を一定にし、ノズルに番号をつけ、機関に近い側から順次 1, 2, 3, 4 と呼ぶ場合、ノズル 1 と 3 から、それぞれ $Q/2$ ずつ注水し、以下同様にノズル 2 と 4, 1 と 4 から注水して、(3) の結果と比較検討する。

(5). 以上の実験より試用機関並びに試作消音器に対応する、噴霧注水の影響については、ある程度の結論が得られると思うが、これはあくまで仕切板数を10枚に一定した条件の上立つものである。したがって仕切板数を増加して消音効果に対しての影響を調べあわせてその場合の機関性能に及ぼす影響も検討した。

VI. 実験結果および考察

騒音レベルの測定方法は、JIS規格 Z8731—1957 に定められているが、騒音レベルの読みに疑義があるので、〔後述 VII (3)〕本実験では一律に、C特性で読むことにした。

(1). V, 実験(1)の結果としては、第3表(イ)(ロ)(ハ)、第8図(イ)(ロ)(ハ)、に示す通り、水量増加と共に効果も増加することが認められるが、750 cc/min の場合は500 cc/min の場合に比較して、減衰量も少く、かつ、排気と同時に多量の水が排気管末端より滴下する。したがって、最有効水量として、500 cc/min をとることにした。

(2). V, 実験(2)の結果としては、第4表(A)(B)(C)、第9図(A)(B)(C)に示す通り、実験(イ)(ロ)(ハ)共に減衰量に大差なく、平均1~1.5ホーン位である。しかし言えることは、いずれの運転状態においても、実験(イ)の場合が若干づつ効果が現れていることである。したがって

第3表 (イ) (1,500 r. p. m. 1 kg)

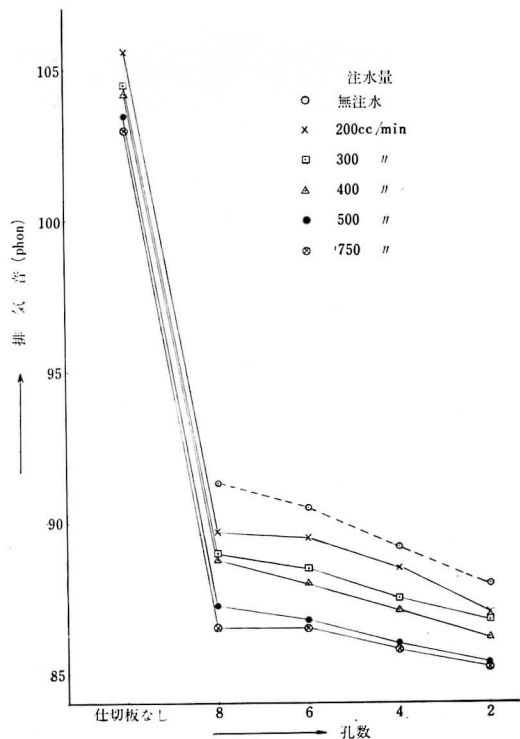
注水量 \ 孔数	仕切板なし	8	6	4	2
無注水		91.3	90.5	89.2	88
200cc/min	105.6	89.7	89.5	88.5	87
300	174.5	89	88.5	87.5	86.8
400	104.2	88.8	88	87.1	86.2
500	103.5	87.2	96.8	86	85.4
750	103	86.5	86.5	85.8	85.2

第3表 (ロ) (1,800 r. p. m. 0 kg)

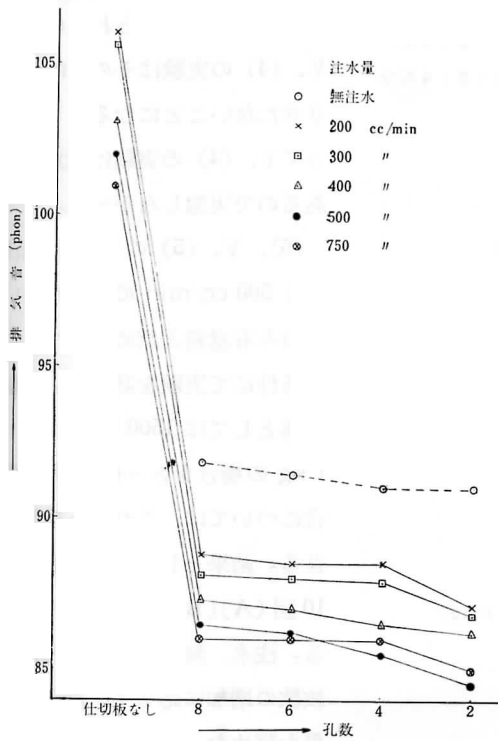
注水量 \ 孔数	仕切板なし	8	6	4	2
無注水		91.8	91.4	91	91
200cc/min	106	88.8	88.5	88.5	87.1
300	105.6	88.1	88.0	87.9	86.8
400	103	87.3	87.0	86.5	86.2
500	102	86.5	86.2	85.5	84.5
750	101	86	86	86	85

第3表 (ハ) (3,000 r. p. m. 0 kg)

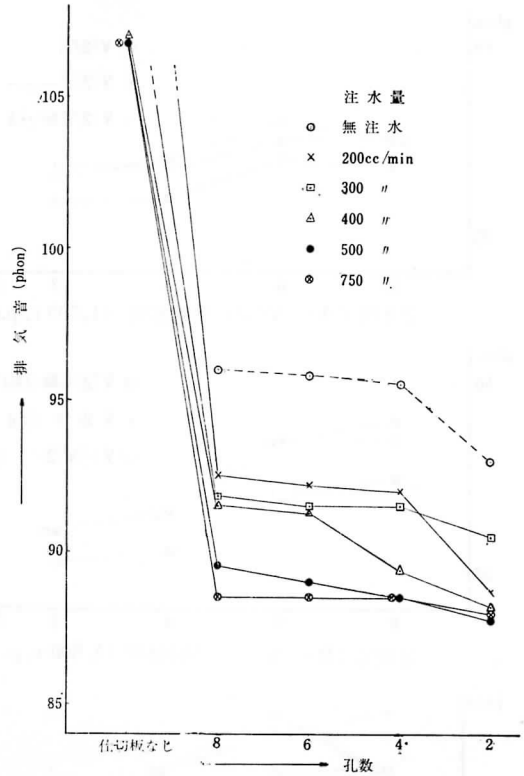
注水量 \ 孔数	仕切板なし	8	6	4	2
無注水	124	96	95.8	95.8	93
200cc/min	115	92.5	92.2	92	88.7
300	110.5	91.8	91.5	91.5	90.5
400	107	91.5	91.5	89.4	88.2
500	107	89.5	89.0	88.5	87.8
750	107	88.5	88.5	88.5	88



第8図(イ) 注水量の影響 (1,500 r. p. m. 1 kg)



第8図 (ロ) 注水量の影響 (1,800 r. p. m. 0 kg)



第8図 (ハ) 注水量の影響 (3,000 r. p. m. 0 kg)

第4表 (A) (total 500 cc/min 1,800 r. p. m. 0 kg)

配分比 \ 孔数	仕切板なし	8	6	4	2
均等配分	102	87.5	87	85.5	85.2
4:3:2:1配分	102	89	88.5	86.5	86
1:2:3:4配分	103	88.5	88.5	86.5	86

第4表 (B) (total 500 cc/min 3,000 r. p. m. 0 kg)

配分比 \ 孔数	仕切板なし	8	6	4	2
均等配分	108	91	91	88	87.5
4:3:2:1配分	106.8	92.5	92	91	90
1:2:3:4配分	107.5	91	92.5	91	87.5

第4表 (C) (total 500 cc/min 1,500 r. p. m. 1 kg)

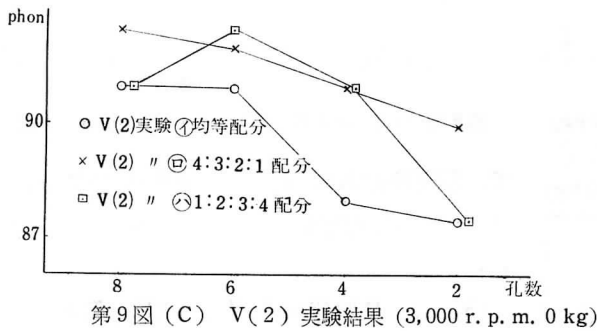
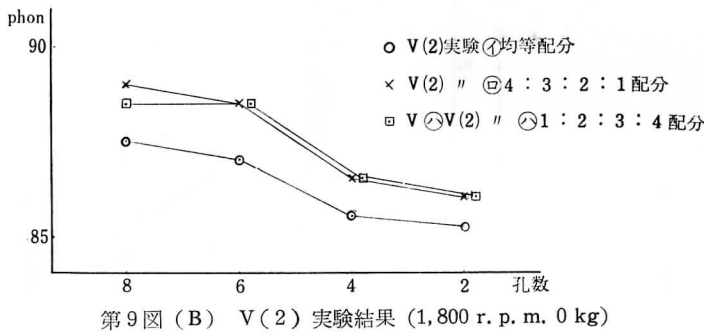
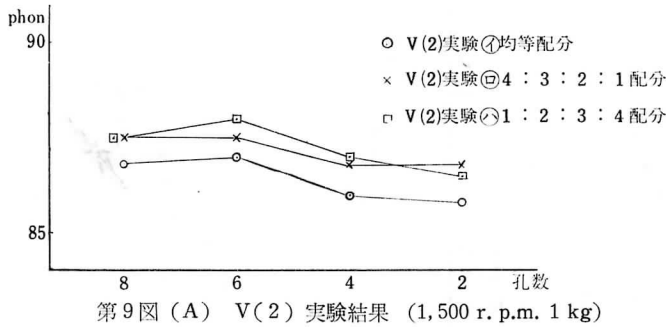
配分比 \ 孔数	仕切板なし	8	6	4	2
均等配分	103	86.8	87	86	85.8
4:3:2:1配分	102	87.5	87.5	86.8	86.8
1:2:3:4配分	103	87.5	88	87	86.5

て、現段階までは、総注水量 500 cc/min を、各ノズルから均等配分した場合を最有効とみなした。

(3). V, 実験(3)の結果としては、第5表(A)(B)(C)に示す通り、VI(1)の結果とほとんど同様、水量の増減による若干の効果がみられるのみで、配分注水による効果は全く認められない。

なお、ここでV, 実験(1)の水量 500 cc/min の場合の排気音量と、V, 実験(2)(イ)の水量各ノズル 125 cc/min。総量 500 cc/min の場合の排気音量とは、各運転状態にてほとんどその差が認められないことも追記する。すなわち、均等配分するもノズルIのみから注水するも、結果においてはほとんど同一なることを意味する。

(4). 以上の結果から考えて、試用機関に關す



る限り、配分による効果は望み得ないと認められるので、V, (4) の実験はその目的が成り立たないことになる。したがってV, (4) の実験は無意味であるので実施しなかった。

(5). V, (5) の実験も無注水と 500 cc/min の場合についてのみ有意義と認めたので、この条件にて実験を認めた。運転状態としては 1500 r. p. m.。1 kg の場合をとったが、他の場合については、これから推測できる。結果としては第6表、第10図(A)(B) に示す通りである。注水、無注水にかかわらず枚数の増加に応じて、若干の効果を認めた。特に無注水の場合は約 4~5 ホーンでやゝ大きいのに比べ、500 cc/min の場合は、その差が 2~2.5 ホーンと小さくなっている。これは注水の場合、排水管内である範囲内

第5表 (A) V(3) 実験結果 (1,500 r. p. m. 0 kg)

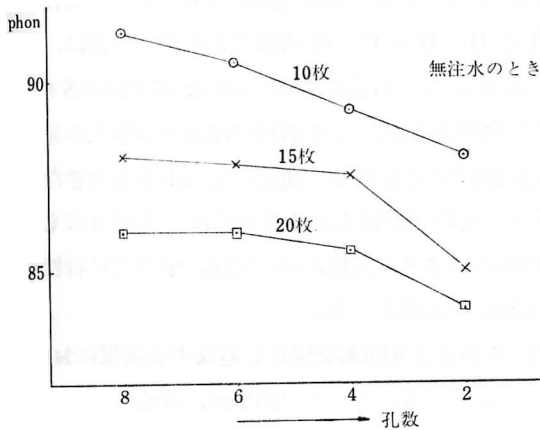
増減割合	孔数		仕切板なし	8	6	4	2
	注水総量						
1/4	124 cc/min		104	89	89	88	87.5
1/3	168		104	89.5	89	89	87
1/2	248		103	88.5	89.5	87.5	87.5
3/2	750		103	86.5	87	86	85.5

第5表 (B) V(3) 実験結果 (1,800 r. p. m. 0 kg)

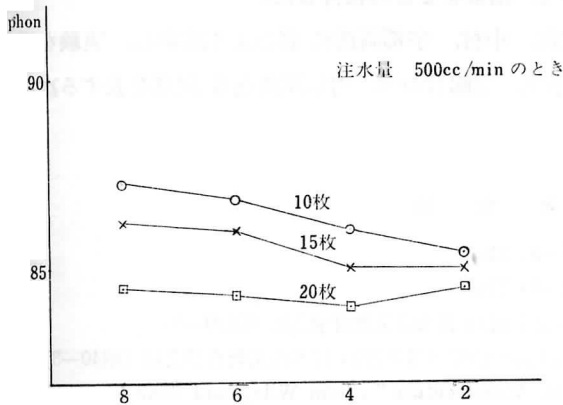
増減割合	孔数		仕切板なし	8	6	4	2
	注水総量						
1/4	124 cc/min		102	89.5	90	87.5	87.5
1/3	168		102	89.5	89	87.5	87
1/2	248		103	89	88	87.5	87
3/2	750		101	86.3	86	85.8	85.1

第 5 表 (C) V (3) 実 験 結 果 (3,000 r. p. m. 0 kg)

増減割合	孔 数		仕切板なし	8	6	4	2
	注水総量						
1/4	124 cc/min		109	92	92	88.5	88
1/3	168		109	92	91.5	91	90.5
1/2	248		109	91.5	92.5	89.5	89.5
3/2	750		107	89.1	88.5	88.2	87.8



第 10 図 (A) 仕切板数の影響 (1,500 r. p. m. 1 kg)



第 10 図 (B) 仕切板数の影響 (1,500 r. p. m. 1 kg)

第 6 表 V (5) 実 験 結 果 (1,500 r. p. m. 1 kg)

注水量	孔 数		8	6	4	2
	枚 数					
無注水	10	15	91.3	90.5	89.2	88
	15	20	88	87.8	87.5	85
	20		86	86	85.5	84
500 cc/min	10	15	87.2	86.8	86	85.4
	15	20	86.2	86	85	85
	20		84.5	84.3	84	84

の周波数音波を吸音し、残りの周波数音波が消音器を通過する際、枚数による影響が少ないものと推測される。

しかし、枚数が多くなると、前にも述べた通り、背圧が大きくなるので、機関の性能に与える影響を考慮しなければならないことはもちろんであるが、20枚の場合、この影響は無視できる程度であるか、どうか、については運転状態の観測ではほぼ肯定できるが、資料不足のため明確な判断は得られなかったので、次回に検討したい。

VII. 結 言

排気管内における噴霧注水の排気量に及ぼす影響について、一連の研究を試みたが、最終的には500 cc/min前後の水量を、機関直後の排気管壁ノズルから注水した時が最良の効果が得られる。という結論に到達した。

しかしこれは試用の機関、消音器を前提としたものであり、機関の用途、型式、出力などにより、水量には限度に差異があると思われる。噴霧量の分割については、ほとんど影響されないことが明確である。

その他、総括的な事項について二、三列記する。

(1). 500 cc/min 以上の水量、たとえば実験した 750 cc/min の場合の結果および

切板数 20 枚ならびに仕排気水の状態観察, の場合の結果などから考えると, これらの消・吸音効果は, 自動車, オートバイ用の消音器を対象としては, 多量の排気水の滴下, 消音器の長さなどを考慮すれば, あまりその価値を認めえないが, 定置式内燃機関としては, さほどこれらを考慮する必要がないので, その効果を十分認め得ると思う。定置式機関を前提にした場合の研究は, 今後のテーマとし実験の方向をさらに検討し実証を報告したいと思う。

(2). 騒音レベルの測定方法は, JIS 規格に定められているが, 測定範囲が A, B, C 特性のそれぞれ単独の範ちゅうにあれば問題はないが, A と B, B と C, の 両域にまたがる場合は, 使用した特性のいかんにより, 読みの数値に大きな差異が生じ, 相互の関係に大きな支障を痛感する。たとえば第7表は, 測定資料からそのまま抽出した例であるが, この数値には読みの個人誤差が微量含まれるが, B 特性による 85 ホーンが測定範囲内にあるので, 規定にしたがうと大きな差異

第7表 C, B. 目盛の読みの比較

C 目盛の読み	B 目盛の読み
84.	80.
84.5	81.5
85.	82.
86.	83.
86.8	83.5
87	84.5
88	84.8

が生じ, 特に 85 ホーンの近傍における数値には, あまりにも矛盾を感じた。以上の理由により本実験においては, すべて C 特性を採用したが, これも検討の必要がある。

(3). 本研究には資料により問題を解析し追及する過程において, 周波数分析が絶対的に要求されることであるが, 設備の予定がおくれ, 実験上不備の感が免れないが, 現有設備の範囲内において得た資料に基づいて, 結果をまとめ報告した。

稿を終るに当り, 本研究に助言を賜った教官, 中村, 宇都両氏に衷心より感謝し, 実験を遂行し, 資料整理に協力していただいた南教官, 学生, 前鶴君の労に対し深甚なる謝意を表する次第である。

参 考 文 献

- 1) 福田基一: 機械学会論文集: 26—168 (昭35—8) 1167
- 2) 金井 務: 機械学会論文集: 26—168 (昭35—8) 1183
- 3) 村崎・是枝: 内燃機関の消音効果について (第1報): 日本産業教育学会誌 (昭39—3)
- 4) 村 崎: 内燃機関の排気冷却による消音効果について (第2報): 日本産業教育学会誌 (昭40—3)
- 5) O. V. Kundsen: "Acoustical Designing in Architecture": John Wiley and Sone Inc (1950)
- 6) 飯野 香: 防音装置の設計: 理工図書KK (1963) 88
- 7) 渡部一郎: 内燃機関: 日本機械学会 (1946)
- 8) 長尾不二夫: 内燃機関講義: 養賢堂 (1942)
- 9) 自動車技術会: 自動車工学ハンドブック: 自動車技術会 (1947)
- 10) W. Kamm: Das Kraftfahrzeug: コロナ社 (1932)
- 11) 隈部一雄: 内燃機関学: 山海堂 (1951)
- 12) 守田 栄: 騒音と騒音防止: オーム社 (1951)
- 13) 佐藤孝二: 物理学 Y. E. (音響学):