



## クランク室圧縮2サイクル機関の給排気管内における 圧力伝播速度について

メタデータ	言語: jpn 出版者: 室蘭工業大学 公開日: 2014-05-30 キーワード (Ja): キーワード (En): 作成者: 澤, 則弘 メールアドレス: 所属:
URL	<a href="http://hdl.handle.net/10258/3206">http://hdl.handle.net/10258/3206</a>

# クランク室圧縮 2 サイクル機関の給排気管内 における圧力伝播速度について

沢 則 弘

On the Pressure Propagating velocity in Intake or Exhaust  
Pipe in a Small Two-Stroke Cycle Engine

Norihiro Sawa

## Abstract

To obtain the true value of the pressure propagating velocity in intake and exhaust pipe of an internal combustion engine, the present author carried out some experiments and determined the experimental calculating equation for the pressure propagating velocity by analyzing of the observed mean temperature of fluid and the recorded mean frequency of pressure wave.

## 1. 緒 言

クランク室圧縮型 2 サイクル機関における給排気管系の給気比に及ぼす影響についてすでに報告した<sup>1)-2)</sup>。その際、給気比を脈動次数  $q (=15a/NL)$  または慣性特性数  $Z_i \{=(w/a_i) \cdot \sqrt{V_{km} L_i / f_i}\}$  や排気吹出し特性数  $Z_e \{=(w/a_e) \cdot L_e^*\}$  について整理し、オシログラムと対比しながら考察を試みた。しかるに、これら特性数はいずれも給気管または排気管内の圧力伝播速度 ( $a_i$  または  $a_e$ ) を含むため、これら管内における正しい圧力伝播速度を知る必要がある。従来、

管内の圧力伝播速度に関する音響学的研究<sup>3)</sup> は数多く発表されており、たとえば Kirchhoff の式<sup>5)</sup> から明らかなように、圧力伝播速度に影響する因子としては管径、振動数、ガスの粘度、密度、熱伝導率、比熱比等が考えられる。しかし、Kastner<sup>6)</sup> が指摘しているように内燃機関の給排気管内の如く圧力変動 (振幅) が大きい場合には、音響学的研究結果をそのまま適用することは甚だ疑問である。ただ G. F. Mucklow<sup>7)</sup> は四サイクル機関の排気管効果に関する研究の一部として駆動運転時の排気管内圧力伝播速度を示圧線図から求め、管径の影響があることを示しているが充分とは云えないようである。

そこで、給排気管内の流体温度を直接測定するとともに示圧計により管内の圧力変動を記録し、その周期から逆に圧力伝播速度を求め、管径、燃料等の補正を考慮せる実験式を導びたので報告する。

## 2. 実験装置および実験方法

実験装置の系統図を図-1に、供試機関 A, B の諸元を表-1に示す。実験装置は、給排気管系に関する実験の場合とはほぼ同じであるが、給排気管内の流体温度を測定するために給気管に2カ所 (①, ②)、排気管に3カ所 (③, ④, ⑤) およびクランク室に1カ所 (⑥)、熱電対を挿入し、さらに管内の圧力変動を記録するためにコック付容量型示圧計をそれぞれ給気管 ( $S_1, S_2$ ) および排気管 ( $E_1, E_2, E_3$ ) に取付け、変換器を経て電磁オシロに導びいた。このほか、シリンダ ( $C_1$ )、クランク室 ( $C_2$ ) にも示圧計を取付けた。また給気量測定用の丸型ノズルとサージタンクおよび燃料消費量の測定のためベンチュリー型流量計を給気側に配置した。

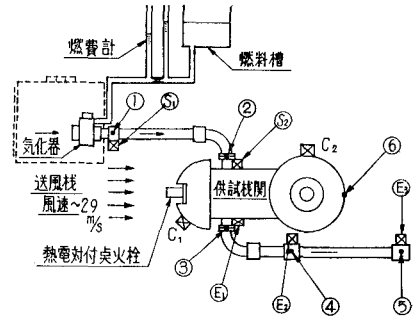


図-1 実験装置

実験には機関 A ( $V_h=125$  cc) を主として使用し、プラグ温度 (熱電対付プラグを使用) が定常になるのを待って給気量、燃料消費量および給気管内の流体温度を測定すると共に管内の

表-1 供試機関諸元

		機関 A	機関 B
シリンダー径×行程 (mm)		55 $\phi$ × 52.5	40 $\phi$ × 39.8
行程体積 (cc)		125	50
クランク室体積 (ピストン上死点) cc		452	161
ポートタイミング (対称型)	給気孔	77°	60° T.D.C.
	排気孔	69.3°	67° B.D.C.
	掃気孔	57°	55° B.D.C.
給気管内径 (mm)		21 $\phi$	13.8 $\phi$
排気管内径 (mm)		30 $\phi$	21 $\phi$

表-2 機関 A の実験条件

運転状態		給排気管長*
給気管	駆動運転	$l_i, l_i+40, l_i+70, l_i+Carb., l_i+Carb+cleaner$
	駆働運転 (燃料あり)	$l_i+Carb., l_i+40+Carb.$
	発火運転	$l_i+Carb., l_i+40+Carb.$
排気管	発火運転	$l_e+(20+10), l_e+(50+20), l_e+(100+20)$ $l_e+(20+50), l_e+(20+100)$

\*  $l_i=24.6$  cm,  $l_i+Carb.=29.9$  cm,  $l_e=19.4$  cm

圧力変動, クランクマーク, タイムマーク (1000 サイクル) を同時記録し, さらに示圧計のコックを切換えて迅速に圧力規準線 (大気圧) をも記録する。これらの測定および記録を表-2 に示す各管長について機関回転数 ( $N$ ) を変えながら行なった。なお給気管系の実験には排気管を悉く取除き ( $L_e=3\text{ cm}$ ), 排気管の実験には最短の給気管長 ( $L_s=29.9\text{ cm}$ ) で行ない, 駆動運転, 発火運転ともに気化器の絞り弁開度は全開とし, 発火運転時の機関回転数は動力計の負荷を調整することによって変えた。

### 3. 実験結果および考察

#### 3.1 給気管系の圧力伝播速度

##### 3.1.1 給気管内混合気温度

図-2 には給気管系における熱電対 (銅-コンスタンタン) の取付位置とその位置における混合気温度を示し, 図-3 には代表的管長についての温度測定例を機関回転数について示している。図において, 駆動運転 (燃料供給または供給せず), 発火運転のいずれの場合においても給気管入口 ① および給気孔直前 ② における混合気温度は機関回転数 ( $N$ ) や給気管長 ( $L_i$ ) とは無関係にほぼ一定と見做すことができる。これに対し, クランク室温度 ⑥ は給気管 ①, ② の温度よりもかなり高く, しかも機関回転数に比例して上昇している。これは壁温の上昇と燃焼ガスのクランク室への吹返しが増加することに基因するものと考えられる。

なお駆動運転の場合には燃料の供給によって ① および ② の温度が約  $8\sim 10^\circ$  低下している。

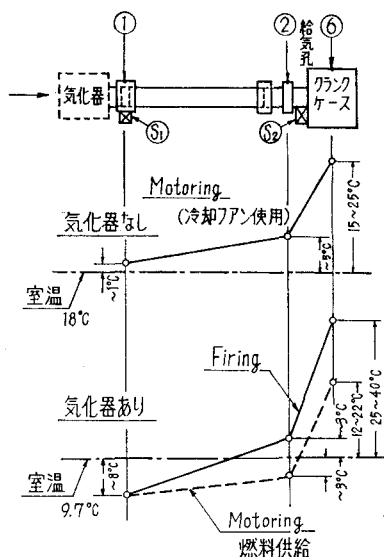


図-2 給気管系の温度分布

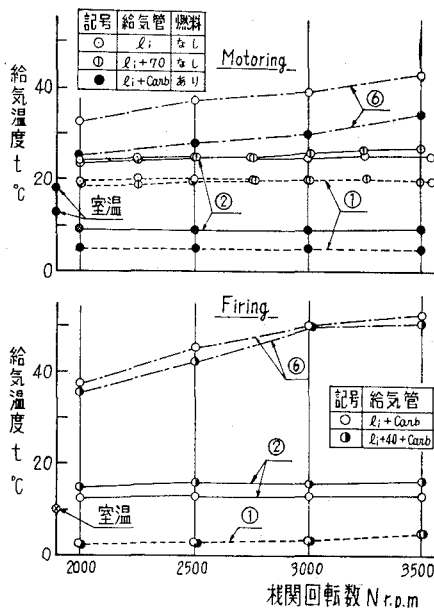


図-3 給気管系の温度分布

なお 図-3 の実験結果から給気管内混合気の平均温度 ( $t_{im}$ ) を求めると表-3 の通りである。このように燃料供給のため混合気温度が低下するのは燃料の気化熱に基因するものであって、混合気の熱平衡を考えると、

$$x \cdot G_f \cdot \gamma = [C_{ap} \cdot G_a + C_f(1-x) \cdot G_f + C_{fp} \cdot x \cdot G_f] \Delta t \tag{1}$$

の関係が成り立つ。ここに、 $x$ : 燃料の気化率、 $\gamma$ : 燃料の蒸発潜熱、 $G_f, G_a$ : 燃料および空気の重量、 $C_{ap}, C_{fp}, C_f$ : 空気、燃料蒸気および燃料の比熱、 $\Delta t$ : 混合気の温度降下である。従って、空気および燃料の性状 ( $C_{ap}, C_f, C_{fp}$ )、流量 ( $G_a, G_f$ ) および燃料の気化率

表-3 給気管系の温度

運転形式	給気管 ( $t_{im}$ )	クランク室 ( $t_{Rm}$ )
駆動運転 (燃料供給)	$t_R - (5 \sim 6^\circ)$	$t_R + (12 \sim 22^\circ)$
発火運転	$t_R - (2 \sim 3^\circ)$	$t_R + (25 \sim 40^\circ)$

$t_R$ : 室温

( $x$ ) が与えられると給気管内混合気の温度降下 ( $\Delta t$ ) が計算される。しかし実際には前二者は規定または測定できるものであるが、後者 (気化率  $x$ ) は温度の関数でもあり、あらかじめ規定することはできない。いま表-3 の測定値 (温度降下  $\Delta t = 5 \sim 6^\circ$ ) と燃料 (ガソリン) および空気の物性値:  $\gamma = 75 \text{ kcal/kg}$ ,  $C_{fp} = 0.318 \text{ kcal/kg}$ ,  $C_f = 0.5 \text{ kcal/kg}$ ,  $C_{ap} = 0.24 \text{ kcal/kg}$ , 混合比  $A/F = 10$  を用いて気化率を逆算してみると、 $x = 20 \sim 25\%$  となる。この値は一般に考えられている内燃機関の給気管内における燃料の気化率<sup>8)</sup> とよく一致している。従って、混合気温度を直接計測する煩雑をさけ、常識的な気化率を用いて給気管内混合気温度を概算することができる。なお、ここでは表-3 に示した平均温度 ( $t_{im}$ ) をもとにして、次に給気管内の圧力伝播速度に及ぼす各因子の影響について検討する。

### 3.1.2 給気管内圧力変動からの圧力伝播速度測定

給気管入口 ( $S_1$ )、給気孔直前 ( $S_2$ ) における圧力変動のオシログラムを 図-4 に示す。図から圧力伝播速度を求める方法として次の二つがまず考えられる。

(1) 示圧計取付け距離と図の  $\Delta l$  区間に要する時間から求める方法。

(2) 給気孔閉止 (I.C.) 後における給気管内脈動波の振動数 ( $f$ ) の平均値を求め、一端閉止他端開放の管、いわゆるオルガンパイプの基準振動の式  $f = a_i / 4L_i$  から脈動波の圧力伝播速度 ( $a_i$ ) を求める方法とである。ここでは予備実験の結果、後者の方法を採用することにした。いま、この方法で求めた圧力伝播速度 ( $a_i$ ) を給気管内混合気

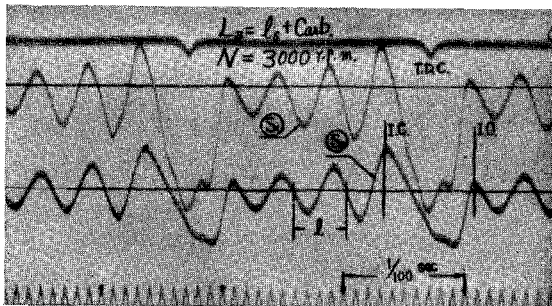


図-4 オシログラム

平均温度 ( $t_{im}$ ) を用いて  $15^\circ\text{C}$  に換算し、給気管長 ( $L_i$ ) につき整理すると 図-5 の通りである。図の実験曲線から給気管径および給気管長の影響が存在することがわ

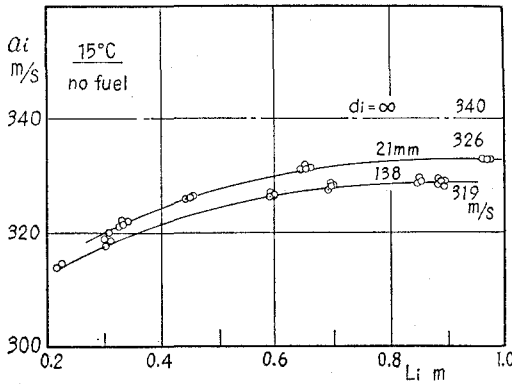


図-5 給気管内圧力伝播速度 (燃料供給せず)

表-4 管径補正

機関	$D_i$ m	$1/D_i$	$0.3/D_i$	$a_i$ m/s 15°C
	$\infty$	0	0	340
A	0.021	47.6	14.3	326
B	0.0138	72.4	21.7	319*

かる。

(i) 管径補正 ( $\Delta a$ ) 図において給気管が十分長くなると実験値はほぼ定常値を示している。この範囲では管端の影響は無視できるほどに小さいものと考えられるので、これ

らの値をそれぞれの管径における管内の圧力伝播速度と見做すことができる。

いま、燃料を供給しない場合の圧力伝播速度  $a_i$  (図の右側記入の値) と給気管径 ( $D_i$ ) との関係を示すと表-4 のようになり、いわゆる管径補正として  $\Delta a \doteq 0.3/D_i$  m/s を考慮すればよいことがわかる。すなわち駆動運転 (燃料供給せず) における給気管内の圧力伝播速度の実験式として次の関係が与えられる。

$$a_i = 340 \sqrt{T_{im}/T_{15}} - 0.3/D_i \quad \text{m/s} \quad (2)$$

ここに、 $T_{im} = 273 + t_{im} \text{ } ^\circ\text{K}$ ,  $T_{15} = 273 + 15 \text{ } ^\circ\text{K}$ ,  $D_i$ : 給気管径 (m) である。

このように管径が小さくなるほど圧力伝播速度の値が小さくなることは音響学的理論からも明らかである。すなわち粘性を考慮せる細管内の音波の微分方程式は次の通りである<sup>9)</sup>。

$$\frac{\partial^2 \bar{u}}{\partial t^2} = \left\{ 1 - (1-i) \frac{h}{2\pi r} \right\} a^2 \frac{\partial^2 \bar{u}}{\partial x^2} \quad (3)$$

$\bar{u}$ : 速度 (複素変数であって、角振動数  $n$ ,  $r$ : 管半径,  $a$ : 圧力伝播速度,  $h = 2\pi \times \sqrt{2\mu/n\rho_0}$  (但し、 $\mu$ : 粘性係数,  $\rho_0$ : 密度) である。次に (3) 式の特解として  $\bar{u} = C e^{i n t + \alpha x}$  と仮定し、これを (3) 式に代入すると

$$\bar{u} = C e^{\pm \alpha x} \cdot e^{i n (t \pm x/a')} \quad (4)$$

但し、 $\alpha = nh/4\pi r \cdot a$

$$a' = a (1 + h/4\pi r)^{-1} \doteq a (1 - h/\pi r) = a \{ 1 - (h/2\pi) (1/D_i) \} \quad (5)$$

従って圧力波の伝播速度は  $a'$  であって、(5) 式から解るように通常の伝播速度 ( $a$ ) よりも小さくなるのがわかる。いま 15°C の空気に対する粘性係数 (C.G.S. 単位) は  $\mu = 0.000172$ , 密度  $\rho_0 = 0.001205$ , 振動数 250 C.P.S.,  $a = 340$  m/s とおくと (2) 式の如き管径補正值は  $\Delta a = 0.047/D_i$  m/s となる。他方、音響学的研究による実験式、たとえば、 $a = 331 (1 - 0.362/D_i \sqrt{n})^{12)}$

においては (但し  $D_i$ : cm),  $\Delta a \doteq 0.081/D_i$  m/s となる。このように内燃機関における管内の圧力伝播速度に対する管径補正值 ( $\Delta a = 0.3/D_i$ ) が上述せる音響学的研究結果よりもかなり大きい理由は, 圧力波の振幅が大きい管からのエネルギー損失が増加するので圧力伝播速度も低下するものと考えられる。

(ii) 管端補正 ( $\Delta l$ ) 管長が短くなると圧力伝播速度はかなり低下しているが, これは管端補正 ( $\Delta l$ ) を考慮せず計算したためと考えられる。

いま定常値, すなわち管長  $L_i > 0.9$  m における圧力伝播速度になるように逆に管端補正 ( $\Delta l/R$ ) を求め, 給気管長につき描くと 図-6 の通りである。これらから次の関係が与えられる。

$$\Delta l/R \doteq 5.8 (0.9 - L_i)$$

ここに,  $R$ : 給気管の半径 (m),  $\Delta l$ : 管端補正 (m) であり, 適用範囲は  $L_i \leq 0.9$  m である。なお管端補正 ( $\Delta l$ ) については理論的には  $(8/3 \cdot \pi) \cdot R^3$ , 実験的には  $0.6 R^3$  または  $(2 \sim 3) R^3$  と云われているが本実験の場合, 補正值が管長と共に変化しているが, これは逆に補正值を求めたためと考えられる。

しかし供試機関の如く管径の比較的小さい場合には管端補正值として  $(2 \sim 3) R$  の値を用いてもよいであろう。

(iii) 燃料による影響 燃料, すなわち混合比の影響を求めるために燃料消費量 ( $G_f$ ) を広範囲に変えた実験を行ない, オシログラムから求めた圧力伝播速度に管端補正 ( $\Delta l$ ) を施し,

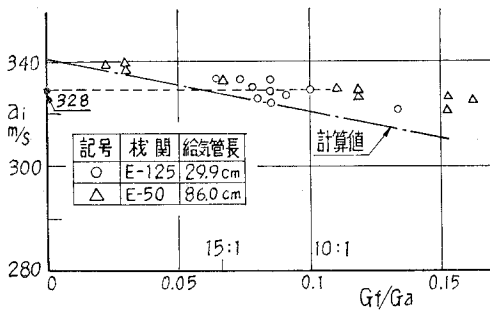


図-7 圧力伝播速度と燃室比

温度補正および(2)式による管径補正を行なって管径  $D_i = \infty$ , すなわち自由大気中における  $15^\circ\text{C}$  の場合の圧力伝播速度に算換し, これを燃空比 ( $G_f/G_a$ ) につき整理すると 図-7 となる。

これら測定値は温度補正を施してあるにもかかわらず, かなりばらついているとはいえ燃空比に比例して低下している。従って現用ガソリン機関の常用空燃比  $10 \sim 15$  の範囲

では空気に対する音速  $a_\infty = 340$  m/s の代りに近似的に  $328$  m/s を用いればよいことがわかる。このようにガソリン蒸気 (燃料) による圧力伝播速度の低下する原因としては, 圧力伝播速度  $a_\infty = \sqrt{k \cdot g \cdot RT}$  において混合気の比熱比 ( $k$ ) およびガス常数 ( $R$ ) の変化が考えられる。そこで Bahlk, Kay 両氏の揮発油蒸気に対する定比圧熱 ( $C_p$ ) および定容比熱 ( $C_v$ ) に関する実験式<sup>11)</sup> を用い, 各燃空比に対する混合気の比熱 ( $k$ ) およびガス常数 ( $R$ ) を Dalton の分圧法則

から求め、その値を15°C、自由大気中における圧力伝播速度  $a_{\infty} = \sqrt{k \cdot g \cdot R \cdot T_{15}}$  に換算した値が図-7の鎖線である。(ガソリンの比重量  $r = 0.74 \text{ kg/l}$ , 分子量  $M = 100$  として計算) 計算値は実験値よりも低い値を示しているが、これは燃料の気化率を100%と見積つたためであり、先に指摘したところの給気管気化率20~25%を用いるならば計算値は実験値に非常によく近似することが容易に推察される。かくして燃料供給により圧力伝播速度が低下する原因として、燃料の気化による温度降下の影響のほかに給気の組成変化に基づく比熱比 ( $k$ ), ガス常数 ( $R$ ) の変化の影響が存在することが確認された。しかも上述せる影響を考慮して、圧力伝播速度を計算することも可能である。ここでは実用性に重点を置き、管径、管端および燃料の各修正項を考慮すると給気管内の圧力伝播速度を与える実験式として

$$a_i \doteq 328 \sqrt{T_{im}/T_{15} - 0.3/D_i} \quad \text{m/s} \quad (6)$$

が得られる。ただし上式は空燃比10~15の範囲に適用され、給気管内平均温度としては表-3の関係を用いればよい。また給気管が短い場合には脈動次数 ( $q_i$ ) および慣性特性数 ( $Z_i$ ) の計算に当り給気管長 ( $L_i$ ) に管端補正  $\Delta l = (2 \sim 3) R$  を施さねばならない。なお給気過程におけるクランク室内混合気の圧力伝播速度は(6)式の  $T_{em}$  の代りにクランク室内温度(表-3参照)を用いればよい。

### 3.2 排気管系の圧力伝播速度

#### 3.2.1 排気管内ガス温度

排気管系に挿入せる熱電対(アルメルクロメル)の位置と、その測定温度の一例を図-8に示す。

図において、排気ガス温度は排気管開口端に近づくほど曲線的に低下している。これらの曲線から排気管長さについての平均温度 ( $t_{em}$ ) を求めたのが同図下方に示してある。

なお同図には排気孔直後の温度 ( $t_p$ ) をも併記している。図によると、排気ガスの平均温度 ( $t_{em}$ ) は排気管長 ( $L_e$ ), 機関回転数 ( $N$ ), 負荷, 給気比, 空燃比および冷却方法等によって変化するが同一運転条件のもとでは、主として排気管長 ( $L_e$ ) と機関回転数 ( $N$ ) に支配されることがわかる。これに対し排気孔直後の温度 ( $t_p$ ) は排気管長 ( $L_e$ ) にあまり影響されない。管内の圧力伝播速度は当然のことな

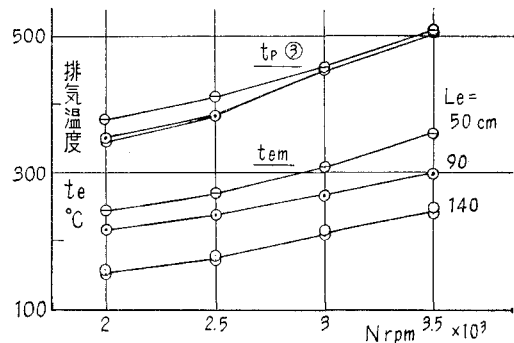
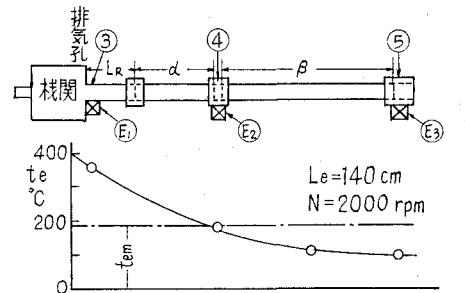


図-8 排気管系の温度分布



から管長全域にわたっての平均温度を用いて算出しなければならない。従って、排気孔直後の排気ガス温度から算出されている従来の方法は余りにも近似過ぎ、排気管長の影響を表わすことはできないだろう。いま実用上から考えると、排気平均温度 ( $t_{em}$ ) を個々の場合について求めることは極めて煩雑であるから或一定点、たとえば測定容易な排気孔直後の温度 ( $t_p$ ) との関係がわかると便利である。そこで図-8の実験結果から温度比 ( $T_{em}/T_p$ ) を管長と管径の比 ( $L_e/d_e$ ) につき整理すると図-9に示すように、いずれも一曲線上にかなりよく揃っている。従って同一運転条件のもとでは近似的に次の関係が得られる。

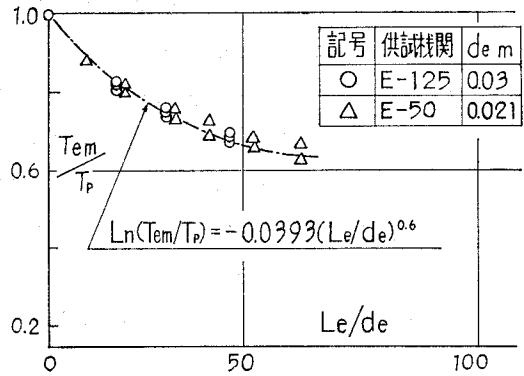


図-9 温度比と排気管長

$$\ln(T_{em}/T_p) = -0.0393(L_e/d_e)^{0.6} \quad (7)$$

ここに  $T_{em}=273+t_{em}$ ,  $T_p=273+t_p$ ,  $L_e$ : 排気管長,  $d_e$ : 管径 (m) である。

これらの関係は勿論、排気孔直後温度の測定位置や排気管の冷却状態によって変るものであり、厳密には供試機関について二三点チェックしてみる必要がある。さらに直管型排気管以外の排気管系においては、図-10、図-11に示すように排気管系寸度に応じて排気温度分布曲線が変るので実験式を作ることは余り意味がない。

3.2.2 排気管内圧力変動からの圧力伝播速度測定

排気孔直後 ( $E_1$ ), 中間 ( $E_2$ ) および出口 ( $E_3$ ) における圧力変動のオシログラムを図-12

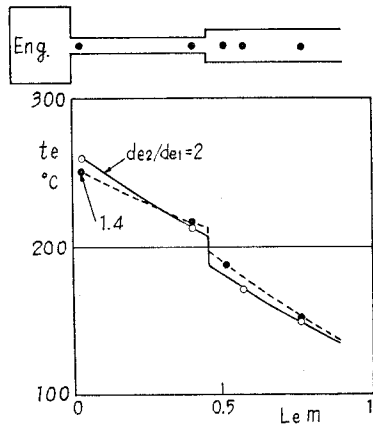


図-10 排気管系の温度分布 (段付管)

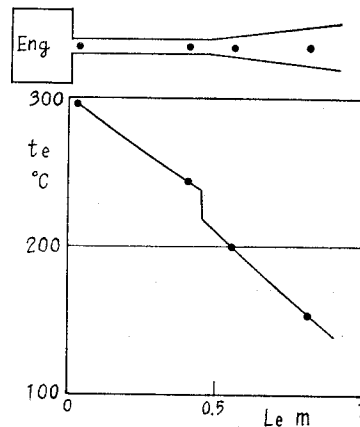


図-11 排気管系の温度分布 (円錐管)

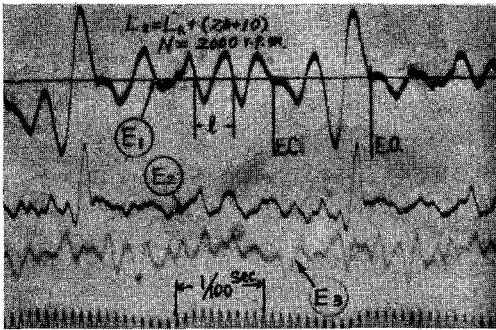


図-12 オシログラム

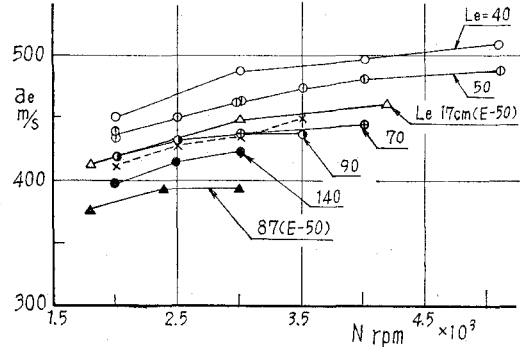


図-13 排気管内圧力伝播速度

に示す。図から給気管の場合と同様に、排気孔閉止後 (E.C.) の脈動波から圧力伝播速度を求め、機関回転数 (N) および排気管長 (Le) について示したのが 図-13、図-14 である。

これら両図によると、排気管内圧力伝播速度 (ae) は機関回転数と共に増加し、排気管長が長くなるにつれて減少し、排気管内平均温度 (tem) の測定結果 (図-8) と全く同じ傾向を示している。

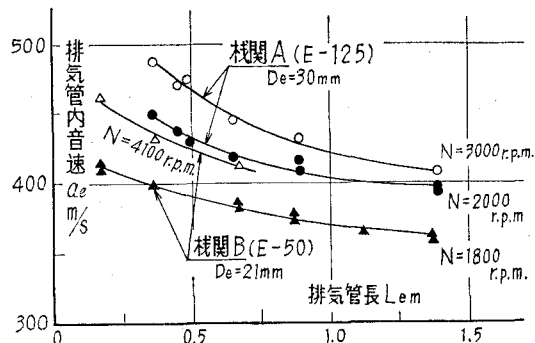


図-14 排気管内圧力伝播速度

従来、排気管内の圧力伝播速度に関しては Kastner<sup>6)</sup> が Kirchhoff の式を用いて駆動運転の場合について空気温度 100°C~250°C、管径 1~4 inch の範囲の排気管における管内圧力伝播速度を計算し、表-5 に示した Morrison 等の実験値について定性的な考察を加えている。しかしこれらはいずれもその管内の平均ガス温度が不明であり、しかも低速回転の実験結果ではあるが、本実験結果とかなりよく一致している。一般に燃焼ガス中の圧力伝播速度 (a) は

$$a = \sqrt{kgRT} = \sqrt{kgRT_0} \sqrt{T/T_0} = a_0 \sqrt{T/T_0}$$

表-5 圧力伝播速度の実験値

参考文献	著者	機関の種類	排気管径 (cm)	圧力伝播速度 (平均値) (m/s)
Proc. I.A.E. Vol. 27, p. 614.	Mucklow	4-cycle /	4.13	411
Proc. I.M.E. Vol. 138, p. 367.	Farmer	2-cycle 750 rpm	6.35	384
Forschung, V.D.I. Bd 5, p. 226.	Schmidt	" 370 rpm	13.60	384
Forschung, V.D.I. Bd 6, p. 280.	Pischinger	" 1450 rpm	22.5	375
Proc. I.M.E. Vol. 143, No. 2, p. 109.	Morrison	4-cycle 1600 rpm (Motored engine)	7.3	335

で表わされる。ここに、 $T_0=273^{\circ}\text{K}$ 、 $T$ : 燃焼ガス温度である。

なお上式において  $a_0=\sqrt{kgRT_0}$  に含まれる燃焼ガスの比熱比 ( $k$ ) および常数 ( $R$ ) は、燃焼ガスの組成と温度によって変ることは給気管の場合と同じである。いま、燃料としてガソリン (重量組成:  $C=85\%$ ,  $H=14.5\%$ ,  $S=0.2\%$ ) を考え、まず完全燃焼した場合の燃焼ガス組成を化学反応式から求める。次に燃焼ガス中に含まれる各成分 ( $\text{CO}_2$ ,

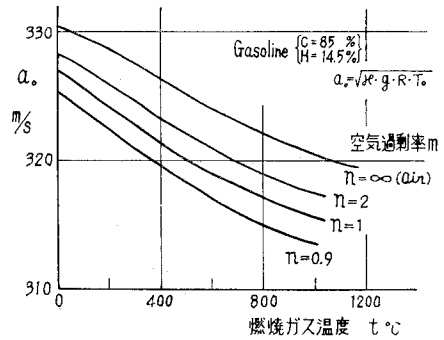


図-15 圧力伝播速度 ( $a_0$ )

$\text{H}_2\text{O}$ ,  $\text{N}_2$ ) の定圧比熱 ( $C_p$ ) および定容比熱 ( $C_v$ ) を用いて Dalton の法則から燃焼ガスの比熱比、ガス定数を決定する。また空気過剰率が 1 以上の場合には酸素 ( $\text{O}_2$ ) を、1 以下の場合にはガソリン蒸気を加えて計算する。かくして求めた圧力伝播速度  $a_0=\sqrt{kg \cdot RT_0}$  の値を燃焼ガス温度 ( $t^{\circ}\text{C}$ ) について示したのが図-15 である。図において、供試機関による本実験範囲の排気管内平均温度 ( $t_{em}$ )=150~400 $^{\circ}\text{C}$ 、空気過剰率  $n=0.9\sim 2$  では  $a_0=323\pm 3\text{ m/s}$  と近似できることがわかる。

よって給気管の場合と同じに、排気管内の圧力伝播速度に関する実験式として次の関係が得られる。

$$a_e \doteq (323 \pm 3) \sqrt{T_{em}/T_0} - 0.3/dt \tag{8}$$

表-6 排気管内圧力伝播速度の検討

排気管長	回転数 N rpm	オシロより求めた 圧力伝播 速度	実測値 ( $t_3 \sim t_5$ ) から求めた平均温度	$t_{em II}$ と (8) 式より求めた平均温度	$a_{II}/a_I$	$t_p$ と (7) 式から求めた平均温度	$t_{em III}$ と (8) 式より求めた平均温度	$a_{III}/a_I$
		$a_I$ m/s	$t_{em II}$ $^{\circ}\text{C}$	$a_{II}$ m/s		$t_{em III}$ $^{\circ}\text{C}$	$a_{III}$ m/s	
$L_R+(20+10)$	2000	430	248	436	1.013	236	430	1.000
	2500	450	275	447	0.993	263	442	0.982
	3000	460	312	462	1.004	324	468	1.017
	3500	475	360	481	1.012	365	482	1.014
$L_R+(50+20)$	2000	420	220	424	1.009	211	420	1.000
	2500	430	240	433	1.006	232	430	1.000
	3000	438	270	446	1.018	269	445	1.015
	3500	438	300	458	1.045	306	459	1.047
$L_R+(100+20)$	2000	396	160	397	1.002	148	391	0.987
	2500	415	180	406	0.978	171	402	0.968
	3000	422	216	421	0.997	221	425	1.007

この実験式の妥当性を検討するため実測せる排気管内平均ガス温度 ( $t_{em\ II}$ ) と (8) 式を用いて圧力伝播速度  $a_{II}$  を求め、これをオシログラムから求めた圧力伝播速度  $a_I$  と比較すると表-6 に示すように両者はかなりよく一致する。また排気孔直後の温度 ( $t_p$ ) と (7) 式から算出した排気管内平均温度 ( $t_{em\ III}$ ) を用い、(8) 式から求めた圧力伝播速度  $a_{III}$  をも同表に示しているが 2~3% の誤差範囲内でいずれもよく一致している。なお (7) 式は機関 A (E-125) の実験値のみから誘導したものであり、(8) 式の右辺第 2 項 ( $0.3/d_e$ ) も給気管系の結果をそのまま用いたものであり、なんらの確証もない。そこで機関 B (E-50) の実験結果 (オシログラム) から求めた圧力伝播速度 ( $a_e$ ) を (8) 式に代入し、逆に排気管内の平均ガス温度 ( $T_{em}$ ) を求め、実測せる排気孔直後の排気温度 ( $T_p$ ) との比 ( $T_{em}/T_p$ ) を  $L_e/d_e$  についてプロットすると、さきに示した図-9 の  $\triangle$  印の如く機関 A (E-125) の実験曲線によく揃っており、(7) 式および (8) 式が充分妥当であることがわかる。

以上の結果は給排気管内の残留脈動波の周期から求めたものである。しかし給排気孔開放時の給排気管内における平均圧力伝播速度を 2~3 カ所に取付けた示圧計における前進波の遅れと反射波の遅れとの平均から求めようと試みたが、オシログラムの精度上余りよい結果は得られなかった。しかし、排気管系に関する算出結果の一例 ( $L_e=90$ ) を図-13 に点線で併記しているが、本研究の算出法による結果とかなりよい近似を示している。

#### 4. 結 言

以上給排気管内の流体温度の測定と管内の圧力変動から給排気管内の圧力伝播速度を求める実験式を誘導し、考察したが要約すると次の通りである。

- (1) 給気管内残留脈動波の圧力伝播速度は次式から求めればよい。

$$a_i = 328 \sqrt{T_{em}/T_{15}} - 0.3/D_i \quad \text{m/s} \quad (2)$$

ただし、上式は空燃比 10~15 の範囲に適用され、給気管内平均温度は表-3 から求めればよい。また特性数 ( $q_i, Z_i$ ) の計算にあたっては給気管長 ( $L_i$ ) には、 $\Delta l = (2\sim 3)R$  の管端補正を施すべきである。

- (2) 給気過程における圧力伝播速度としてはクランク室内平均温度  $t_{km}$  (表-3) を (2) 式の  $T_{em}$  の代りに用いればよい。

- (3) 排気管内残留脈動波の圧力伝播速度は次式から求められる。

$$a_e = (323 \pm 3) \sqrt{T_{em}/T_0} - 0.3/d_e \quad \text{m/s} \quad (8)$$

ただし、上式は排気管内平均温度  $t_{em} = 150\sim 400^\circ\text{C}$ 、空気過剰率  $n = 0.9\sim 2$  の範囲内に適用され、排気管内平均温度 ( $T_{em}$ ) は排気孔直後のガス温度 ( $T_p$ ) を用いて次式から求められる。

$$I_n(T_{em}/T_p) = -0.0393 (L_e/d_e)^{0.6} \quad (7)$$

(4) 排気過程における圧力伝播速度も近似的に(8)式から求めうる。

以上、従来不明確であった給排気管内の圧力伝播速度の実体を明らかにし、実用性を高め得たものと思われる。

終りにのぞみ、御指導を賜わった東京大学浅沼強教授、実験を担当された群馬大学工学部機械工学科昭和34年度卒業研究学生久保修一、田沼篤雄、田部井正俊の諸氏に深甚なる謝意を表す。さらに日頃御指導御鞭撻を賜わっている北海道大学黒岩教授、本学千谷茂教授、林重信講師、福島和俊助手、早川友吉技官、三田村ナミ事務官ならびに機械工学科各位に感謝する。

#### 文 献

- 1) 沢： 機械学会論文集, 25, 156 (昭34-8).
- 2) 沢： 室工大研報, 4, 2 (昭38).
- 3) 沢： 機械学会北海道支部第9回講演会前刷.
- 4) Lord Rayleigh: Theory of Sound Vol. II, 49.
- 5) Kastner: Engg. 150 (1949), 301.
- 6) Kastner: Engg. 150 (1940), 301.
- 7) G. F. Mucklow: I.M.E. Proc. 143 (1940), 109.
- 8) 栗野誠一: 内燃機関工学, 10.
- 9) 山下敬治: 数理音響学序説, 山海堂, 182.
- 10) 熱機関大系, 7巻, 148, 山海堂.
- 11) 谷下市松: 熱力学, 下巻, 382, 機械学会.
- 12) International critical tables Vol. 6, 461.