



室蘭工業大学

学術資源アーカイブ

Muroran Institute of Technology Academic Resources Archive



クランク室圧縮2サイクル機関の給気比に及ぼす給気圧と背圧の影響について

メタデータ	言語: jpn 出版者: 室蘭工業大学 公開日: 2014-06-04 キーワード (Ja): キーワード (En): 作成者: 澤, 則弘, 林, 重信, 早川, 友吉 メールアドレス: 所属:
URL	http://hdl.handle.net/10258/3282

クランク室圧縮2サイクル機関の給気比に 及ぼす給気圧と背圧の影響について

沢 則 弘・林 重 信・早 川 友 吉

On the Influence of the Intake or Exhaust Pressure on the Delivery Ratio in a Crankcase-Compressed Two-Stroke Cycle Engine

Norihiro Sawa, Sigenobu Hayasi and Tomokiti Hayakawa

Abstract

To examine in detail the influence of intake pressure or exhaust pressure on the delivery ratio in a small crankcase-scavenging two-stroke cycle gasoline engine, the authors have made a simple theoretical consideration on that and then measured experimentally the amount of delivery ratio changing the pressure at the inlet port or exhaust port indicated by the manometer.

As a result, it is ascertained that the delivery ratio decreases proportionally with the increment of intake negative pressure or back pressure. Even in the same value of pressure, however, the lowering of delivery ratio owing to the resistant as the carburetor throttle for intermittent flow is larger than that depending on the resistant for steady flow or the change of atmospheric pressure.

1. 緒 言

内燃機関の出力が構造設計や運転条件(たとえば大気圧, 大気温度および湿度)などに左右されることは古くから知られており, これらの理論的および実験的研究も活発で, 数多くの出力修正式なども提案されている^{1)~14)}。また, 機関出力に直接関係する吸込効率に注目した実験も進められており, すでに給気温度, 混合比, 給気圧, 背圧, 吸入速度などの影響が明らかにされている^{15)~19)}。しかし, これらの研究はいずれも四サイクル機関に関するものばかりで, 近來小型車輛用機関として広範に利用されているクランク室圧縮2サイクル機関については, これらの出力修正式が必ずしも適用できないだろうと云われながらも, その究明は極めて低調である。ただ, 機関出力が大気温度(T)の $(1/T)^{0.75}$ に比例することを示した渡部の報告²⁰⁾や, 高度による出力低下が気圧比に比例することを明らかにした富塚等の実験結果²¹⁾, クランク室容積や給気孔開口角などの影響を調べた長尾の研究²²⁾などが見受けられる程度で, いまだに不明の点が多いように思われる。そこで, かかる研究の第一段階として給気圧と背圧の給気比に及ぼす影響をとりあげ, その現象の把握に主眼をおいた実験を進め, 若干の解析を行ったので報告する。

表-1

供 試 機 関 記 号	E-50	E-123	E-125
シリンダ 径×行程 (mm)	40φ×39.8	52φ×58	55φ×52.5
シ リ ン ダ 数	1	1	1
行 程 体 積	50	123	125
ポートタイミング	給気孔 (°)	60	60.5
	掃気孔 (°)	55	62.6
	排気孔 (°)	67	73.0
給 気 管 径	13.8	21	21
排 気 管 径	20	36	30

供試機関はクランク室圧縮2サイクル機関であり、その諸元は表-1の通りである。

なお、給気管系に関する実験は駆動運転で、排気管系の実験は発火運転で行なった^{23),24)}。

この際、燃料としては自動車用ガソリン JIS 2202, 2号 (日本石油 K.K. 製) とモビル SAE 30# の混合燃料 (20:1) を用いた。

2. 実験方法、実験結果および考察

2.1 給気比と給排気条件との関係

給排気条件の給気比に及ぼす影響を考察するため、簡単な理論サイクルをとりあげると、吸込空気重量 (G_i) は

$$G_i = K \cdot V_h \cdot \rho_i = V_{ic} \cdot \rho_{ic} - V_{io} \cdot \rho_{io} \tag{1}$$

で与えられる。ここに K : 給気比, ρ : 密度, V_h : 行程体積, V : クランク室体積であり、添字 i は給気, io は給気孔開, ic は給気孔閉止時の状態を示す。なお、すべてのガス定数 (R) が等しいものとする $P_i/\rho_i T_i = P_{io}/\rho_{io} T_{io} = P_{ic}/\rho_{ic} T_{ic}$ の関係がある。また、給気孔開口時 (I.O.) のクランク室内圧力 (P_{io}) を掃気孔閉止時 (S.C.) の圧力 (P_{sc}) で表わすと $P_{io} = P_{sc} (V_{sc}/V_{io})^k$ と

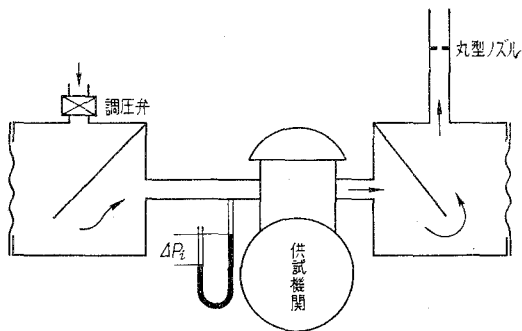


図-1 実験装置 (給気管系)

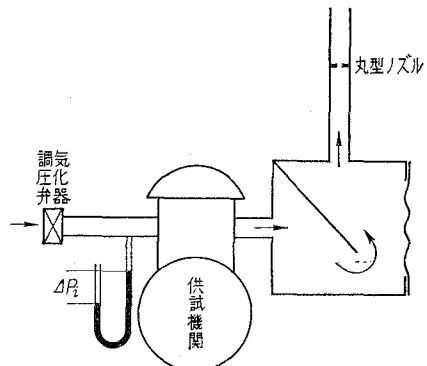


図-2 実験装置 (給気管系)

なる。さらに、給気孔閉止時 (I.C.) のクランク室内圧力 (P_{ic}) が給気圧 (P_i) に、掃気孔閉止時 (S.C.) のクランク室内圧力 (P_{sc}) が背圧 (P_r) に等しいものと仮定すると給気比 (K) は

$$K = \epsilon_1 \cdot \frac{T_i}{T_{ic}} \left[1 - \frac{P_r}{P_i} \cdot \frac{1}{\epsilon_2^k} \cdot \frac{T_{ic}}{T_{so}} \right] \quad (2)$$

で与えられる。ここに $\epsilon_1 = V_{i0}/V_h$, $\epsilon_2 = V_{i0}/V_{sc}$, P : 圧力, T : 温度, k : 断熱指数であり, 添字 sc は掃気孔閉止時 (S.C.) のクランク室内の状態を表わす。

よって, (2) 式で表わされる静的な給気過程に影響する主な因子は給気圧 (P_i), 給気温度 (T_i), 背圧 (P_r), I.O., S.C. 時のクランク室容積 (V_{i0} , V_{sc}) およびクランク室圧縮比 (ϵ_1) であることがわかる。なお (2) 式に含まれている給気圧 (P_i) および背圧 (P_r) は, 一般にマンオメータで計測される給気孔直前および排気孔直後の静圧であり, 給気管系または排気管系の流動抵抗に左右されるものである。したがって, たとえば図-1 のように給気管の開口端にタンクを取り付け, その流入口の調圧弁 (定常ガス流に対する抵抗) を操作しながら給気負圧 (ΔP_i) を変えた場合と図-2 のように給気管の開口端に絞り弁を取り付けた場合, すなわち機関の給気過程期間のみ流入し, あとは全く流入しないような間けつ的な流れに対して流動抵抗を与え, 給気負圧 (ΔP_i) を変えた場合とでは, たとえマンオメータで計測

される給気負圧 (ΔP_i) が同じであっても流入空気量 (または給気比) に及ぼす影響は相違するものと考えられる。いま, 給気または排気の流れを簡単に有効給気孔開口角または有効掃気開口角 (θ^*) を幅とする正弦波 ($v_0 \cdot \sin \frac{\pi}{\theta^*} \cdot \theta$) と仮定すると (図-3 参照), 静的な圧力損失 (ΔP_s) は

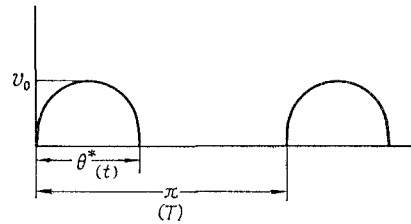


図-3 給(排)気流の模型

$$\Delta P_s = \frac{1}{2} \rho \left(\frac{v_{ms} \cdot t}{T} \right)^2 = \frac{1}{2} \rho \left\{ \frac{\theta^*}{2\pi} \cdot \frac{v_0}{\pi} \int_0^{\theta^*} \sin \left(\frac{\pi}{\theta^*} \cdot \theta \right) \cdot d\theta \right\}^2 \quad (3)$$

間けつ的な圧力損失 (ΔP_p) は

$$\Delta P_p = \frac{1}{2} \rho v_{mp}^2 \left(\frac{t}{T} \right) = \frac{1}{2} \rho \cdot \frac{\theta^*}{2\pi} \cdot \frac{v_0^2}{\pi} \int_0^{\theta^*} \sin^2 \left(\frac{\pi}{\theta^*} \cdot \theta \right) \cdot d\theta \quad (4)$$

で与えられる。したがって, 定常流に対する圧力損失 (ΔP_s) と間けつ流に対する圧力損失 (ΔP_p) との間には

$$\frac{\Delta P_p}{\Delta P_s} = \frac{\pi^2}{8} \cdot \left(\frac{2\pi}{\theta^*} \right) \quad (5)$$

の関係がある。したがって, 給気流の場合には有効給気開口角 $\theta_i^* = 111^\circ$ (但し, $\Delta \theta_i = 10^{25}$), E-125 および 111° (E-50) を θ^* として用いると, $\Delta P_p/\Delta P_s \doteq 4.0$; 排気流に対しては有効掃気孔開口角 $\theta_{es}^* = 125.6^{26}$ ($\Delta \theta_s = 10^\circ$, E-125) および 112° (E-50) を用いると $\Delta P_p/\Delta P_s = 3.45$ およ

び 3.98 となる。このように間けつ流の圧力損失 (ΔP_p) は定常流の圧力損失 (ΔP_s) の 3.5~4 倍にも達することがわかる。

次に、(2) 式に含まれているクランク室容積比 $\epsilon_1 (= V_{i0}/V_h)$ および有効圧縮比 $\epsilon_2 (= V_{i0}/V_{sc})$ などもクランク半径 (R)、接続棒の長さ (l)、見掛け圧縮比 ($\epsilon_b = V_b/V_h + 1$; V_b : 下死点におけるクランク室容積) およびオフセットの偏心量 $f (= \epsilon \cdot R)$ に左右される。なお、クランク室容積比 ($\epsilon_1 = V_{i0}/V_h$) はピストン変位 (x) の式から

$$\frac{V_{i0}}{V_h} (= \epsilon_b - x/2R) = \epsilon_b - \frac{1}{2} \left\{ (\lambda + 1) \sqrt{1 - \frac{\epsilon^2}{(\lambda + 1)^2}} - \cos \theta - \lambda \sqrt{1 - \frac{(\sin \theta - \epsilon)^2}{\lambda^2}} \right\} \tag{6}$$

で与えられる。したがって、クランク室の見掛け圧縮比 (ϵ_b)、行程体積 (V_h) が与えられるとき、給気孔開口角 (θ_i) が決められるならばクランク室容積比 ($\epsilon_1 = V_{i0}/V_h$) は容易に求めることができる。右辺第二項は図-4 に示すように $\lambda (= l/R)$ およびオフセットの変心率 (ϵ) に比例して僅かではあるが小さくなるので、逆にクランク室容積比 (ϵ_1) は大きくなる。また、 ϵ_b 、 ϵ および λ が一定の場合には給気孔開口角 (θ_i) が大きいほど容積比 (ϵ_1) は小さくなるので給気比は低下す

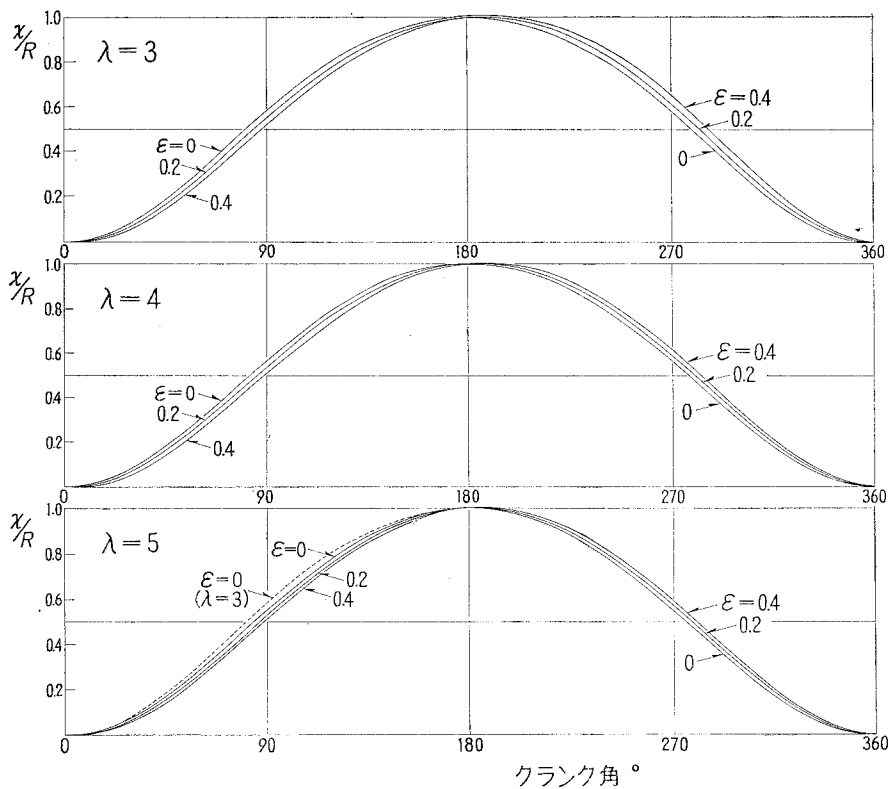


図-4 x/R 曲線

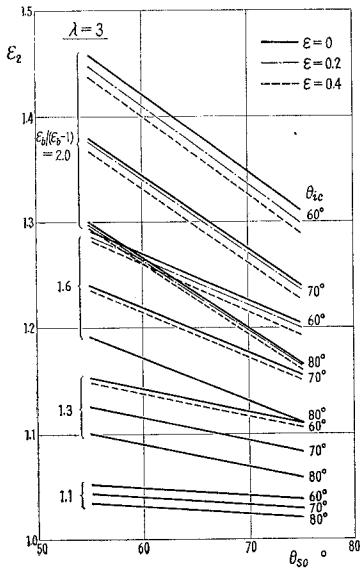


図-5(a) クランク室有効圧縮比 (ϵ_2)

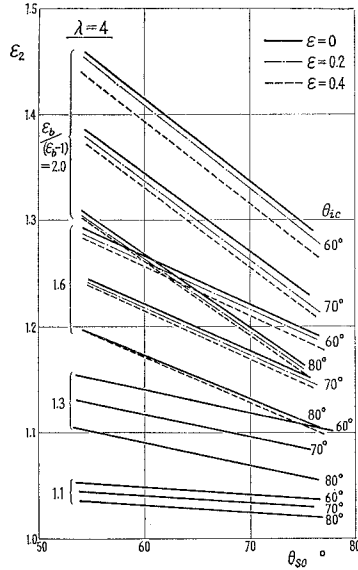


図-5(b) クランク室有効圧縮比 (ϵ_2)

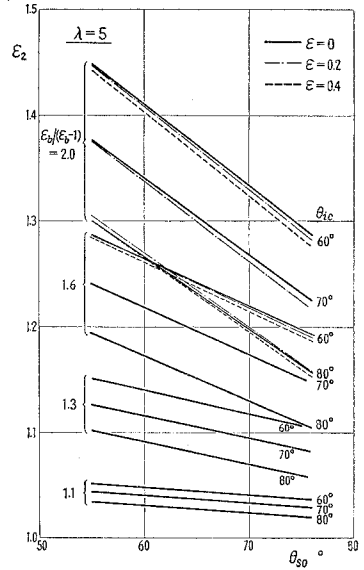


図-5(c) クランク室有効圧縮比 (ϵ_2)

ることになる。しかし、クランク室有効圧縮比 (ϵ_2) は

$$\epsilon_2 = \frac{\frac{\epsilon_b}{(\epsilon_b-1)} - \frac{2R}{S} \cdot \frac{x_{ic}}{2R}}{\frac{\epsilon_b}{(\epsilon_b-1)} - \frac{2R}{S} \cdot \frac{x_{so}}{2R}} \quad (7)$$

で与えられ、図-5に示すように給気孔開口角 (θ_i) に逆比例して小さくなる。したがって(2)式 [] 内も小さくなるので給気比の低下を助長することになる。しかし給気孔開口角 (θ_i) に比例して給気圧 (P_i) は増加するであろう。なお、給気孔開口角 (θ_i) を変えた実験によると図-6に示すように上述の解析結果がかなりよく立証されていることがわかる。

同様に、排気孔開口角 (排気リード, 12°)、したがって掃気孔開口角 (θ_s) を大きくするとク

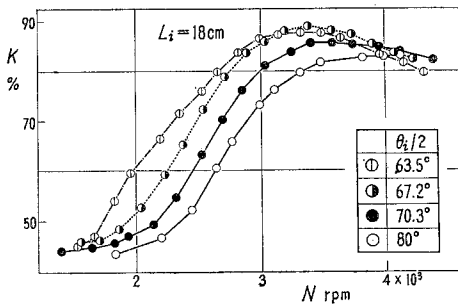


図-6 給気比曲線 (給気孔開口角), E-50

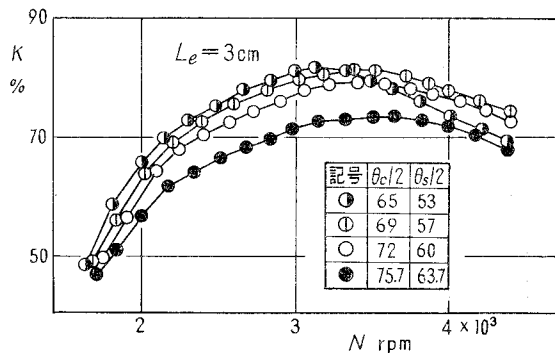


図-7 給気比曲線 (掃気孔開口角 θ_s), E-50

ランク室圧縮比 (ϵ_2) は小さくなるので(2)式[]内の値も小さくなり、給気比は低下する筈であり、排気孔開口角 (θ_e) を変えた実験結果(図-7)と定性的によく一致している。

2.2 給気圧の影響

いま、給気比に対する給気圧の影響にのみ注目するので、現象を単純化し、給気過程における熱の授受はなく、しかも背

圧 (P_r) が大気圧 (P_0) に等しいと仮定するならばエネルギーの平衡から給気比 (K) は

$$K = \epsilon_1 \left[1 - \frac{1}{k} \cdot \frac{P_0}{P_i} \cdot \frac{1}{\epsilon^k} \right] \quad (8)$$

で与えられる。いま、給気圧 (P_i) が大気圧 (P_0) に等しい場合の給気比を K_0 とすると、給気比の低下率 $(K_0 - K)/K_0$ は

$$\frac{(K_0 - K)}{K_0} = C_1 \left[\frac{\Delta P_i}{P_0} \right] \quad (9)$$

となる。ここに $C_1 = (1/k \cdot \epsilon_2^k)/(1$

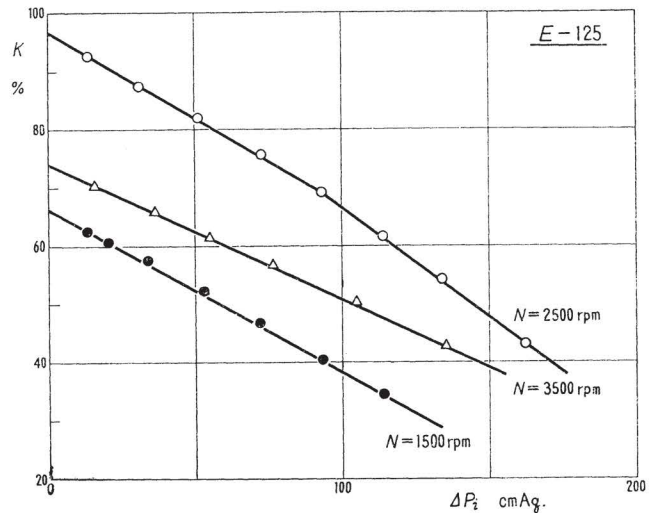


図-8 給気比 (K) と給気圧 (ΔP_i); E-123, タンク付

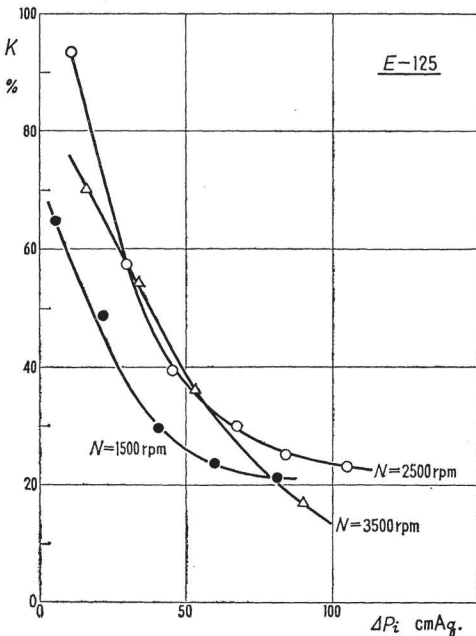


図-9 給気比 (K) と給気圧 (ΔP_i); E-123

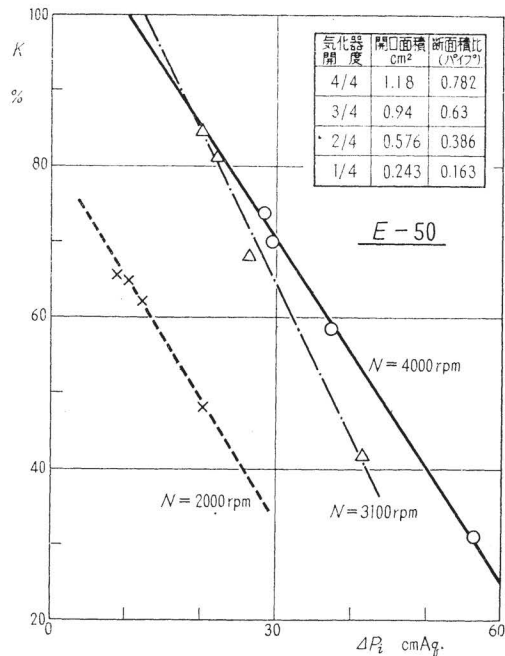


図-10 給気比 (K) と給気圧 (ΔP_i); E-50

$-1/k \cdot \epsilon_2^k$ は定数である。したがって、上式から給気比の低下率 $(K_0 - K)/K_0$ は給気負圧 $(\Delta P_i/P_i)$ に直線的に比例することがわかる。

かかる推論を具体的に検証するため、まず図-1 の実験装置を用い、機関回転数を一定に保ったまま、タンク調圧弁を操作してマンメータで測定される給気負圧 (ΔP_i) を変えながら給気比を測定した。その実験結果を図-8 に示す。次に、図-2 に示した実験装置を用い、給気管開口端の絞り弁を調整しながら給気負圧 (ΔP_i) を変えた場合の実験結果を図-9 に示す。図によると、(8) 式から求められる結果と同様にいずれの場合も、給気孔直前の負圧 (ΔP_i) が増加すると給気比 (K) は直線的に低下している。また両者 (図-8 および図-9) を比較してみると、図-8 の場合には給気負圧 1 mAq. 当りの給気比の低下は約 30% である。これに対し、図-9 の結果は約 126% であり、前者の約 4.2 倍の給気比低下を示している。これは前項 (5) 式から得られる数値 4.0 とよく近似しており、かかる推論が充分妥当であることがわかる。この傾向は機関 E-50 を用いて気化器開度を変えた場合にも図-10 のように認められる。すなわち、給気負圧 1 mAq 当りの給気比下は約 150% となり、いちじるしく大きい。これらの実験結果から給気比の低下率 $(K_0 - K)/K_0$ を求め、図-8 の実験結果に対してはマンメータで測定された給気負圧 (ΔP_i) をそのまま用い $(\Delta P_s = \Delta P_i)$ 、図-9 の場合には (5) 式から求めた間けっ流の負圧 $\Delta P_p \left(= \Delta P_i \cdot \frac{\pi^2}{8} \cdot \frac{2\pi}{\theta_i^*} \right)$ を用いてプロットすると図-11 となる。図によると給気比の低下率 $(K_0 - K)/K_0$ と給気圧 $(\Delta P_s/P_s)$ 、 $(\Delta P_p/P_p)$ との間には

$$\frac{(K_0 - K)}{K_0} = C_2 \cdot \left[\frac{\Delta P_s}{P_s} \text{ or } \frac{\Delta P_p}{P_p} \right]^m,$$

$$m < 1$$

の関係があるが、給気負圧 $(\Delta P_s \text{ or } \Delta P_p)$ が極端に大きい場合を除いては $m=1$ と近似しても十分であり、(9) 式の妥当なことがわかる。なお、(2) 式は給気温度 (T_i) の影響をも示しているが本型式機関においては左程大きくないものと考えられる。すなわち、一般に供給燃料の約 20~25% が給気管内で気化し、給気温度は大気温度よりも約 7~8°C 低下するが、クランク室内においても燃料の一部が給気過程中に気化するであろう。したがって、給気温度 (T_i) および給気孔閉止時 (I.C.) のクランク室内混合気温度 (T_{ic}) はともに空燃比 (A/F) に比例して低下する。このため温度比 $\tau (= T_i/T_{ic})$ は余り変化しないものと考えられよう。

いま、(2) 式において給気圧 (P_i) と背圧 (P_r) は等しく、給気孔開時のクランク室内混合気

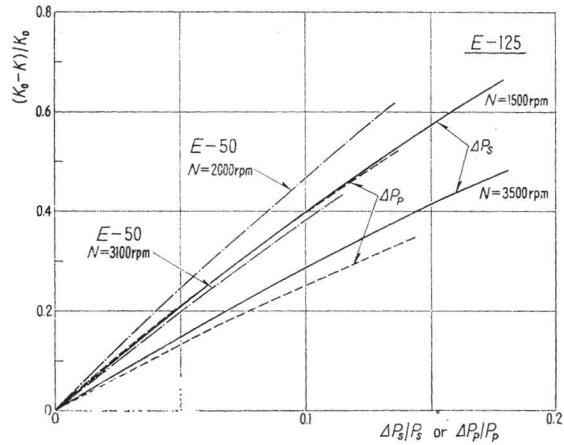


図-11 給気比低下率と給気圧, E-123

の温度 (T_{ic}) および温度比 (τ) は一定であると仮定し、給気孔閉時 (I.C.) のクランク室内混合気温度 (T_{ic}) が空燃比 (A/F) に比例するものと考え、基準として空燃比 $A/F=15$ のときの給気比 K_{15} を用いると給気比の増加 ($K-K_{15}$) は

$$(K-K_{15}) = C_3 \cdot \left[\left(\frac{A}{F} \right)_{15} - \left(\frac{A}{F} \right) \right]$$

となる。ここに $C_3 = C_4 \cdot \epsilon_1 \cdot \tau / T_{ic} \cdot \epsilon_2^k$ は定数である。かかる仮定に基づくと、給気比は燃空比 (F/A) に比例して増加することを示している。いま、供試機関 E-50 を用い、一定条件のもとに燃料流量のみを変えた場合の実験結果 (図-12 参照) によると、いずれの回転数でも燃空比 (F/A)

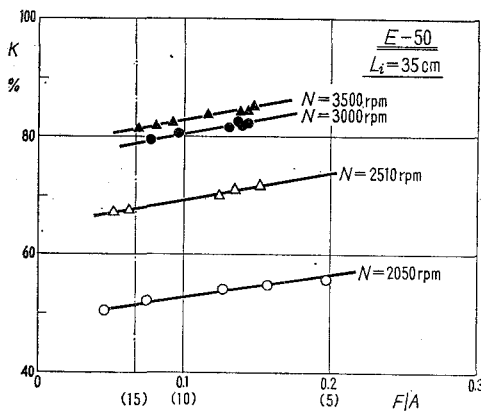


図-12 給気比 (K) と燃空比 (F/A); E-50

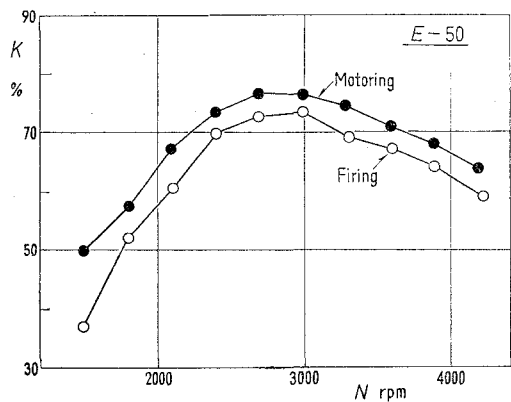


図-13 給気比 (K) と運転形式 (E-50)

に直線的に、かつ一定の割合で給気比は増加しており、上式の結果と定性的によく符合していることがわかる。しかし、クランク室圧縮 2 サイクル機関では 4 サイクル機関におけるシリンダ内の状態とかなり異なっており、クランク室内の壁温や残留ガス温度はかなり低いので給気過程での燃料の気化も少なく、単位燃空比当りの給気比増加は約 30% 程度である。したがって、実用的燃空比範囲では、その影響は余り考慮する必要がないようである。また、駆動運転の給気比は図-13 に示すように発火運転の場合よりも数 % 高いが、これは (2) 式における温度比 (τ) が高くなるためであろう。

2.3 背圧の影響

背圧 (P_r) の給気比に及ぼす影響は (2) 式から知ることができる。しかし、背圧 (P_r) にも注目し、熱の授受がなく給気圧 (P_i) が大気圧 (P_0) に等しいものと仮定すると、(8) 式および (9) 式と同様に給気比の低下率 $(K_0 - K)/K_0$ は

$$\frac{(K_0 - K)}{K_0} = C_5 \cdot \left[\frac{4P_r}{P_0} \right] \tag{10}$$

となる。ここに、 $C_5 = (1/k\epsilon_2^k)/(1-1/k\epsilon_2^k)$ であり定数となる。 K_0 は背圧 (P_r) が大気圧 (P_0) に等

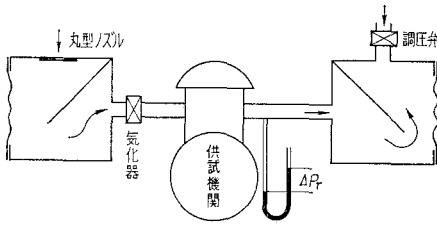


図-14(a) 実験装置 (排気管系)

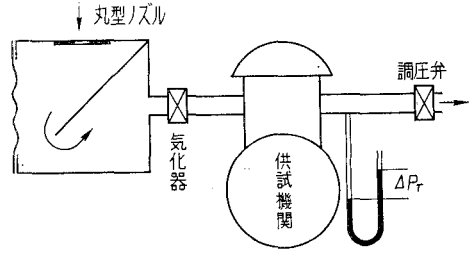


図-14(b) 実験装置 (排気管系)

しい場合の給気比である。なお (10) 式に含まれる背圧 (ΔP_r) にも給気負圧 (ΔP_s) の場合と同様に定常流に対する背圧 (ΔP_{rs}) と間けつ流に対する背圧 (ΔP_{rp}) とが考えられる。そこで、給気流量の測定装置を給気側に配置し排気側に調圧弁付タンクを取り付けた実験装置 (図-14 (a) 参照) および排気管の開口端に直接調

圧弁を用いた実験装置 (図-14 (b) 参照) で、調圧弁を操作して背圧 (ΔP_r) を広範囲に変えながら給気比を測定した。その実験結果を図-15および図-16に示す。図によると、いずれも背圧 (ΔP_r) の増加に伴って給気比 (K) が直線的に低下しており (10) 式の結果と定性的によく符合していることがわかる。なお、定常流に対する背圧を変えた場合 (図-15) には背圧 1 mAq 当たり約 22% の給気比低下を示し、給気管系の場合にくらべるとかなり小さい。これは排気ガスの圧縮が高いためであろう。これに対し、図-16 の場合には 105% ($N=4000$ rpm) ~ 160% ($N=2000, 2800$ rpm) と変動しているが給気管系の場合とかなりよく近似している。なお、この値は前者の約 4.8~7.3 倍となり、(5) 式による計算値 3.98 よりもかなり大きい。これは排気ガスの流出が

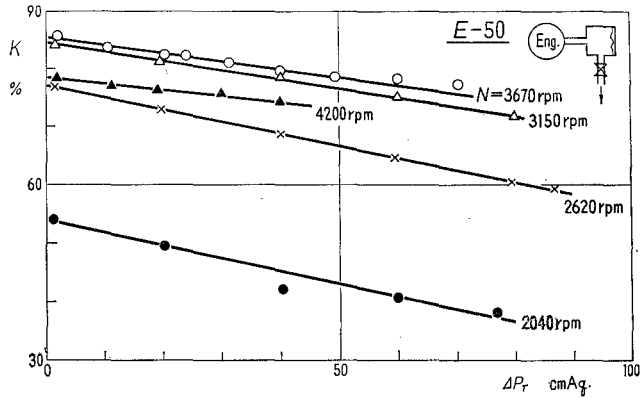


図-15 給気比 (K) と背圧 (ΔP_r); E-50

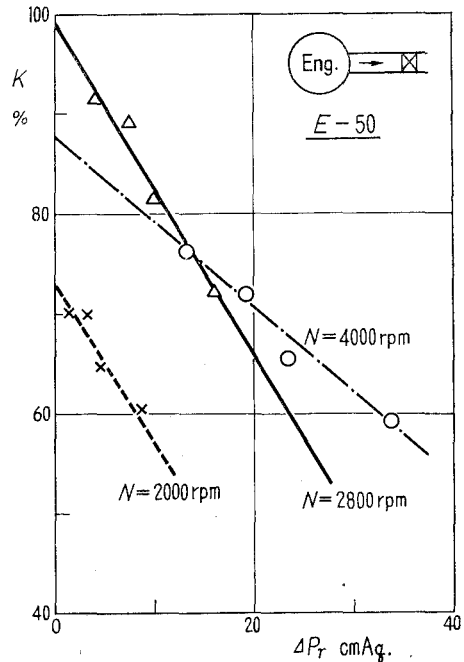


図-16 給気比 (K) と背圧 (ΔP_r); E-50

排気期間の前半でほとんど行なわれるにもかかわらず，間けつ的排気流の幅を有効掃・排気開口角 (θ_{es}^*) とし，そのうえ機関回転数に関係なく一定と見做したことに基因するものと考えられる。(なお，排気流の幅として排気開口角の半分 $\theta_e/2 = 67^\circ$ を用いると $\Delta P_{rp}/\Delta P_{rs} \doteq 6.65$ となり，実験値とよい近似を示す。次に実験結果から求めた給気比の低下率 $(K_0 - K)/K_0$ を図-15 の場合にはマノメータで測定された背圧 ($\Delta P_r = \Delta P_s$) について，図-16 の実験結果は (5) 式から求めた間けつ的背圧 (ΔP_p) を用いて

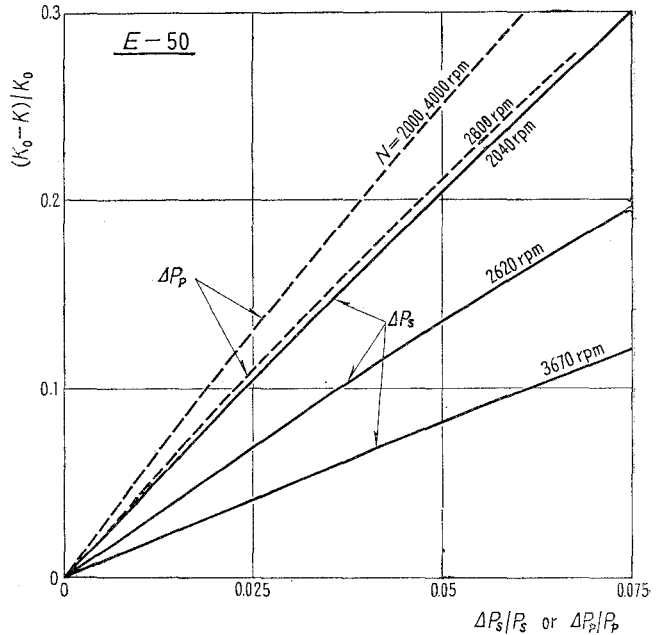


図-17 給気比低下率と背圧 (E-50)

プロットすると図-17 となる。図によると，給気比の低下率 $(K_0 - K)/K_0$ は給気管系の場合と同様に背圧 ($\Delta P_s/P_s$ or $\Delta P_r/P_p$) に直線的に比例 (指数 $m \doteq 1$) しており，(10) 式の結果とよく一致することがわかる。

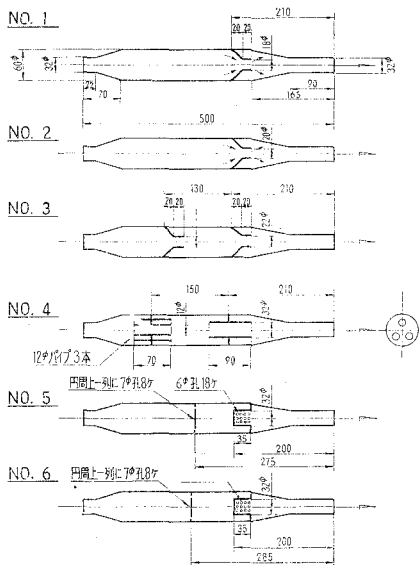


図-18(a) 供試消音器

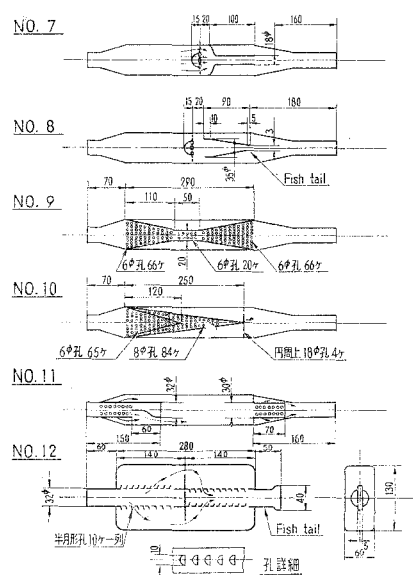


図-18(b) 供試消音器

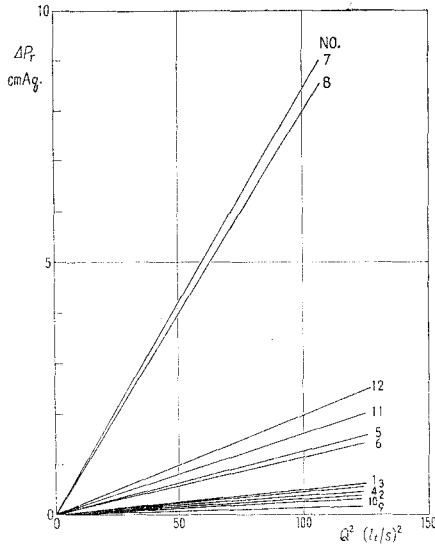


図-19 背圧 (ΔP_r) と流量 (Q^2)

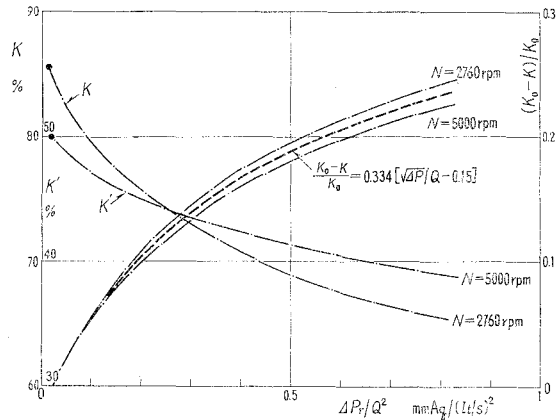


図-20 給気比, 低下率と $\Delta P_r/Q^2$ (E-125)

次に、図-18に示す各種の消音器を定常流実験装置に取り付けて定常的背圧 (ΔP_r) を測定し、その値 (図-19 参照) から抵抗係数 $\Delta P_r/Q^2$ を求める。また、直接供試機関 E-125 に消音器を取り付けて給気比 (K または K') を測定し、これを $\Delta P_r/Q^2$ についてプロットしたのが図-20である。

図-20には給気比の低下率 $(K_0 - K)/K_0$ をも併記している。これらから実験式を求めると

$$\frac{(K_0 - K)}{K_0} \doteq 0.335 \left[\sqrt{\frac{\Delta P_r}{Q}} - 0.15 \right]$$

となり、定常流実験から求めた抵抗係数 $\Delta P_r/Q$ の 1/2 乗に比例することがわかる。

3. 結 言

以上、給気圧および背圧を変えた場合の実験結果について述べたが、要約すると次の通りである。

1) 給気比 (K) は給気圧 (ΔP_i) および背圧 (ΔP_r) の増加に伴って直線的に低下する。この関係は次式から説明できる。

$$K = \epsilon_1 \cdot \frac{T_i}{T_{ic}} \left[1 - \frac{P_r}{P_i} \cdot \frac{T_{ic}}{T_{io}} \cdot \frac{1}{\epsilon_2^2} \right] \quad (2)$$

2) マノメータで測定される給気圧 (P_i) が同じであっても、定常的流れに対する抵抗に基因する場合と間けっの流れに対する抵抗に支配される場合とでは給気比に及ぼす影響は著しく異なり、その割合は給気流または排気流を正弦波と見做し、その幅を有効給気開口角 (θ_i^*)

および有効掃・排気開口角 (θ_{2s}^*) として求めた次式から得られる。

$$\frac{\Delta P_p}{\Delta P_s} = \frac{\pi^2}{8} \left(\frac{2\pi}{\theta_{2s}^*} \right) \quad (5)$$

3) 燃空比の増加につれて給気比は増加するが、実用的燃空比範囲ではその影響はかなり小さい。

4) 消音器の採用による給気比の低下は定常流実験から求めた消音器の背圧 ($\Delta P_r/Q$) の 1/2 乗に比例するので、消音器の設計に当っては背圧の低下に努める必要がある。

終りにのぞみ、日頃御指導御鞭撻を賜わっている東京大学宇宙航空研究所 浅沼強教授、室蘭工業大学機械工学科熱工学研究室教職員各位に深甚なる謝意を表す。

(昭和 41 年 4 月 30 日受理)

文 献

- 1) D. B. Brooks: SAE Trans., **24** (1929), 273.
- 2) A. W. Gardiner: SAE Trans., **24** (1929), 267.
- 3) 津田: 機械学会論文集, **22**, 116 (1956), 259.
- 4) 平尾: 自動車技術, **17**, 5 (1963), 288.
- 5) 小早川: 自動車技術, **18**, 4 (1964), 274.
- 6) 栗野: 内燃機関工学, 山海堂.
- 7) R. F. S. Pattenden: Proc. IME, **176**, 20 (1962).
- 8) S. E. Bonamy: ASME Trans., **85**, A-3 (1963), 165.
- 9) A. K. Blackwood: SAE Trans., **68** (1960), 620.
- 10) R. A. C. Fosberry: Oil Engine & Gas Turbine, **31**, 358 (1963), 36.
- 11) Karl Zimmer: Gas & Oil Power, **51**, 614 (1956), 31.
- 12) S. Hanson: ASME Trans., **83**, A-2 (1961), 214.
- 13) C. B. Dicksee: Proc. Aut. Div. IME, **3** (1959), 83.
- 14) Lloyd Johnson: SAE Trans., **61** (1953).
- 15) S. E. Bonamy: Automobile Engineer, **9** (1964), 36.
- 16) 安本: 機械学会誌, **40**, 243 (昭 12-7), 449.
- 17) J. C. Livengood: SAE Quart. Trans., **6** (1952), 617.
- 18) D. R. Pye: Internal Combustion Engine, I (1937).
- 19) 佐々木: 機械学会誌, **37**, 205 (昭 9), 268.
- 20) 渡部: 自動車技術, **11**, 10 (1957), 370.
- 21) 富塚: 機械学会 41 期全国大会講演前刷集, No. 98 (1963-4).
- 22) 長尾: 機械学会論文集, **25**, 152 (昭 34-4), 314.
- 23) 浅沼・沢: 機械学会論文集, **25**, 156 (昭 34-8), 834.
- 24) 浅沼・沢: Bulletin of JSME, **3**, 9 (1960), 137.
- 25) 浅沼・沢: Bulletin of JSME, **2**, 7 (1959), 417.
- 26) 沢: 室工大研報, **4**, 3 (昭 39-6), 21.
- 27) 沢: 室工大研報, **4**, 3 (昭 39-6), 107.