

クランク室圧縮形二サイクルディーゼル機関の掃気

掃気モデルによる給気効率の考察

田中 義弘・浜崎 和則

(受理 昭和 58 年 5 月 31 日)

SCAVENGING OF CRANKCASE COMPRESSION TYPE TWO-STROKE CYCLE DIESEL ENGINE Considerations in Trapping Efficiency by Scavenging Model

Yoshihiro TANAKA and Kazunori HAMASAKI

By use of methylamine anhydride, CH_3NH_2 , as the tracer gas, trapping efficiency measurements were made on the effects of engine speed, power, crankcase compression ratio, and scavenging port guide angle by means of a firing crankcase compression type two-stroke cycle diesel engine. In addition, a trapping efficiency equation, involving the temperature difference between the new charge and the residual gas in the cylinder, the short circuiting gas concentration, and the core magnitude of the new charge, was derived.

Results computed using a trapping efficiency equation were compared with experimental those in the tracer gas method. The results showed good agreement and it became clear that experimental results could be explained by the derived trapping efficiency equation.

1. まえがき

二サイクル機関の掃気については数多くの研究が発表されているが、実機の給気効率測定結果^{1),2)}と理論的計算法についての解析は十分とは言えない。先に筆者の一人は給気効率測定法として無水モノメチルアミンをトレーサガスとして測定精度、再現性ともに良好な測定条件を発表した³⁾。そこで、クランク室圧縮形二サイクルディーゼル機関を発火運転し機関回転数、給気比、機関出力、クランク室圧縮比、掃気ガイド角の影響と給気効率の関係について実験した。給気比と給気効率の関係については理想的な掃気過程の完全成層掃気や完全混合掃気の場合⁴⁾や富塚の研究⁵⁾があるが、これだけでは十分ではない。そこで上記のトレーサガス法による実験結果を検討するため、掃気モデルを考え給気効率の計算式を誘導し、掃気の特性について比較検討したので報告する。

2. 実験装置および方法

図 1 にトレーサガス法による給気効率測定装置の配列を図 2 にポート開閉時期および燃料噴射時期を図 3 に掃気案内羽根の代表例を示す。表 1 は供試機関の諸元を示す。給気効率測定には無水モノメチルアミンの濃度 0.10~0.30 %、吸収液量は硫酸の 0.02 規定液 10 cc、中和指示薬はメチルレッドとブロームクレゾールグリーンの混合物を使用し、吸・排気管中のトレーサガス濃度を一定濃度、一定量の吸収液に通じたときの中和までに通じたガス容積 V_a (吸気側)と V_e (排気側)を測定することにより給気効率 η_{tr} を次式で求めた。

$$\eta_{tr} = 1 - V_e/V_a$$

未燃焼度に対する修正を考慮し、前式の η_{tr} に 1/0.962 を乗じて修正することにより ± 2 % 程度の精度で給気効率を求めることができた。

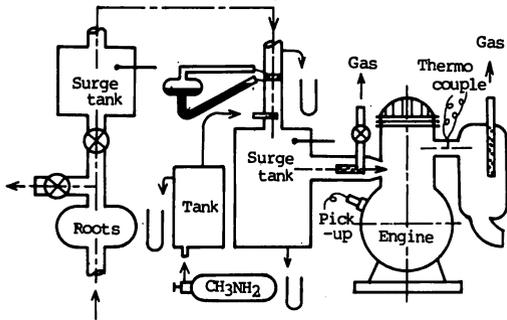


図1 給気効率測定装置

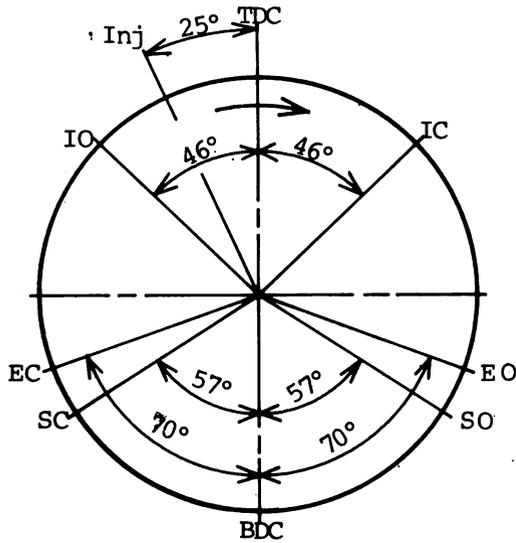


図2 ポート開閉・燃料噴射時期

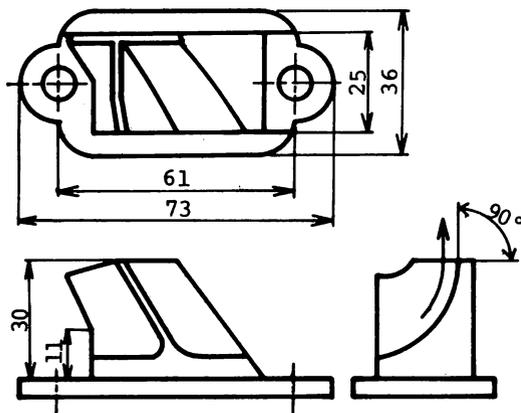


図3 掃気案内羽根 ($\varphi = 90^\circ$)

表1 供試機関諸元

立て形空冷二サイクルディーゼル機関	
内径×行程	80×100 mm
行程容積	502cm ³
シリンダ数	1
掃気方式	クランク室圧縮形 シュユューレ
クランク室容積	1812 cm ³
および圧縮比	1.383
圧縮比	22
定格出力	2942W{4PS}/2000rpm

3. 給気効率計算式の誘導

図4に掃気モデルを示す。給気とシリンダ内残留ガスとの間の温度差、給気核の大きさ等のほかに掃気

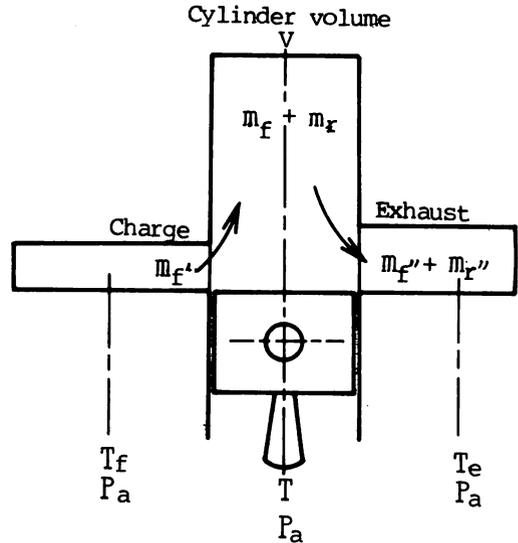


図4 掃気モデル

期間中に排気口より流出する給気濃度を考慮した給気効率を求めるため、次の仮定を設けた。

- (1) 気体は理想気体とする。
- (2) 掃気過程中は全体にわたり圧力 P_a は一定で、シリンダ体積 V も一定とする。
- (3) シリンダ内に流入する給気は圧力 P_a 、温度 T_f 一定とする。

(4) 給気は流入と同時に瞬間的にシリンダ内温度 T となる。

(5) シリンダ内に流入した給気 m_f が m_a になるまでは完全成層の状態流入し、その間は残留ガスの一部が排出し、 m_f が m_a を超えると超えた給気はその瞬間に残留ガスと完全混合し、シリンダ内最終新気濃度の α 倍の濃度で排出する。シリンダ内最終新気濃度とは掃気完了後のシリンダ内給気 m_f と残留ガス m_r の中に含まれる完全混合した新気 ($m_f - m_a$) の割合をいう。

以下、記号 ' は流入、" は流出を表わす。そこで、給気がシリンダ内に持込むエネルギーは

$$dm_f' c_v T_f + P_a dV = dm_f' c_p T_f \quad \dots\dots\dots(1)$$

吸入行程では

$$P_a(V + dV) = (m_f + m_r + dm_f') R(T + dT) \text{ より}$$

$$dm_f' c_p T_f + (m_f + m_r) c_v T = (m_f + m_r + dm_f') c_v \times (T + dT) + P_a dV \quad \dots\dots\dots(2)$$

排気行程では

$$(m_f + m_r + dm_f') c_v (T + dT) + P_a dV = (m_f + m_r + dm_f' - dm_f'' - dm_r'') c_v (T + dT) + (dm_f'' + dm_r'') c_p (T + dT) \quad \dots\dots\dots(3)$$

シリンダ内の状態式は

$$P_a V = (m_f + m_r) R T \quad \dots\dots\dots(4)$$

式(2), (3)より

$$dm_f' c_p T_f + (m_f + m_r) c_v T = (m_f + m_r + dm_f' - dm_f'' - dm_r'') c_v (T + dT) + (dm_f'' + dm_r'') c_p (T + dT) \quad \dots\dots\dots(5)$$

シリンダ内給気の増加は

$$dm_f = dm_f' - dm_f'' \quad \dots\dots\dots(6)$$

シリンダ内残留ガスの増加は

$$dm_r = -dm_r'' \quad \dots\dots\dots(7)$$

$$(5) \text{ の仮定より } \frac{dm_f''}{dm_f'' + dm_r''} = \alpha \frac{m_f - m_a}{m_f + m_r} \quad \dots\dots\dots(8)$$

式(5)より

$$dm_f' c_p T_f \div (dm_f' - dm_f'' - dm_r'') c_v T + (m_f + m_r) c_v dT + (dm_f'' + dm_r'') c_p (T + dT) + (dm_f' - dm_f'' - dm_r'') c_v dT \quad \dots\dots\dots(9)$$

式(9)に式(6), (7)を代入して

$$dm_f' c_p T_f \div (dm_f + dm_r) c_v T + (m_f + m_r) c_v dT + (dm_f' - dm_f - dm_r) c_p T \quad \dots\dots\dots(10)$$

式(10)を c_v で割り、 $\kappa = c_p / c_v$ とおくと

$$dm_f' \kappa T_f = (dm_f + dm_r) T + (m_f + m_r) dT + (dm_f' - dm_f - dm_r) \kappa T \quad \dots\dots\dots(11)$$

式(4)を微分すると

$$(dm_f + dm_r) R T + (m_f + m_r) R dT = 0$$

これを式(11)に代入すると

$$dm_f + dm_r = dm_f' (1 - T_f / T) \quad \dots\dots\dots(12)$$

式(8)に式(4), (6), (7)を代入すると

$$dm_r = dm_f' \left\{ 1 - \frac{1}{\alpha R T (m_f - m_a) / P_a V} \right\} - dm_f \left\{ 1 - \frac{1}{\alpha R T (m_f - m_a) / P_a V} \right\} \quad \dots\dots\dots(13)$$

式(12)に式(13)を代入すると

$$dm_f = dm_f' \left[1 - \alpha R T_f (m_f - m_a) / P_a V \right] \quad \dots\dots\dots(14)$$

シリンダ体積 V に温度 T_f の給気が満たされたときの質量を m_{r0} とすれば $P_a V = m_{r0} R T_f$ $\dots\dots\dots(15)$

式(14)に式(15)を代入すると

$$dm_f' = \frac{dm_f}{1 - \alpha (m_f - m_a) / m_{r0}} \quad \dots\dots\dots(16)$$

式(16)を積分して

$$\alpha \frac{m_f}{m_{r0}} = \left(1 + \frac{m_a}{m_{r0}} \right) - e^{-\alpha m_f' / m_{r0}} \quad \dots\dots\dots(17)$$

ここで $K = m_f' / m_{r0}$, $K_0 = m_a / m_{r0}$ とおくと式(17)より

$$\frac{m_f}{m_{r0}} = \frac{1}{\alpha} (1 + \alpha K_0 - e^{-\alpha K}) \quad \dots\dots\dots(18)$$

給気効率 η_{tr} は

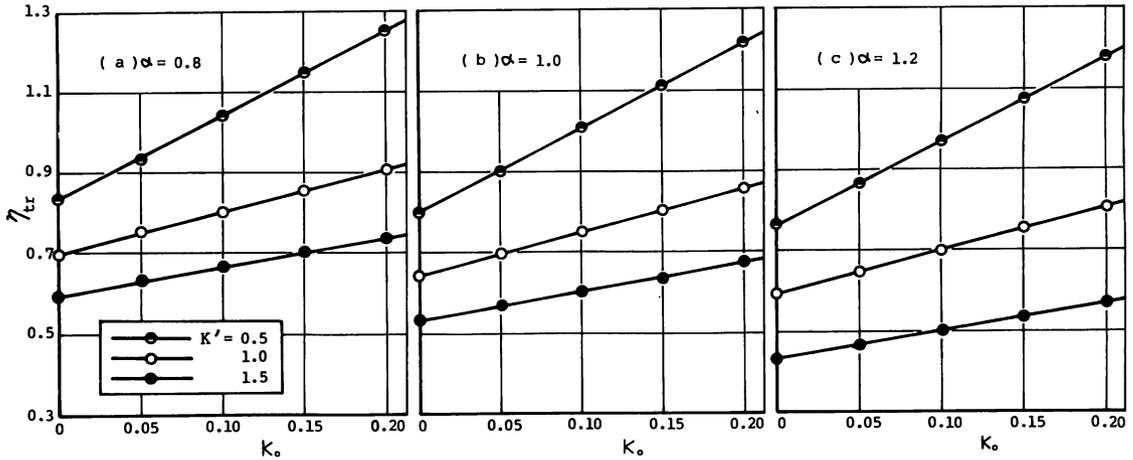
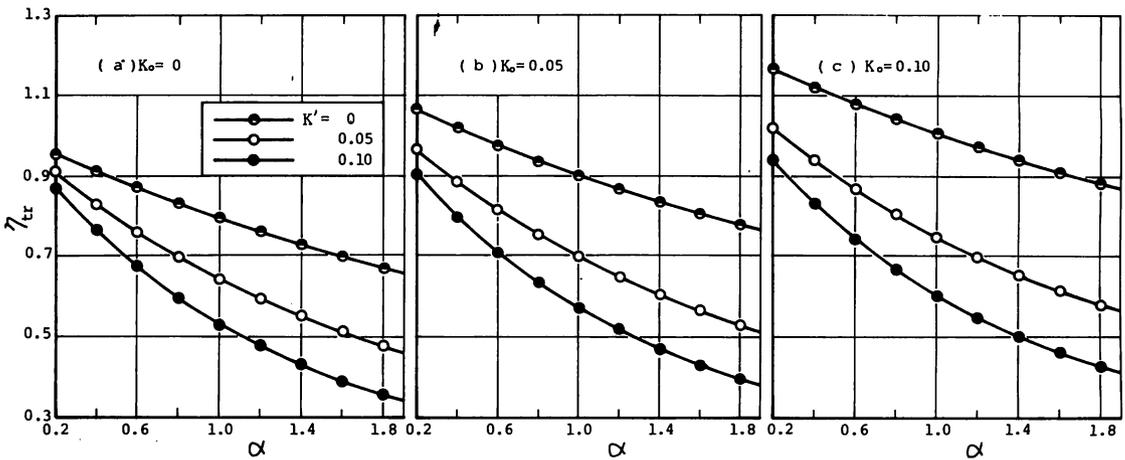
$$\eta_{tr} = \frac{m_f}{m_f'} = \frac{m_f}{m_{r0}} \cdot \frac{m_{r0}}{m_f'} = \frac{1}{\alpha K} (1 + \alpha K_0 - e^{-\alpha K}) \quad \dots\dots\dots(19)$$

一般に使用されている給気比 K' は (P_a, T_f) で1サイクル当りの全給気量を (P_a, T_f) で行程体積 V_h を占める給気量で割ったものである。式(19)の K は全給気量を (P_a, T_f) の全シリンダ体積 V を占める給気量で割ったものである。この K' と K との間には、 ϵ を機関圧縮比とすると、 $K' = \epsilon K / (\epsilon - 1)$ の関係があり供試機関では $K' = 1.05K$ となる。よって式(19)は次のように表わされる。

$$\eta_{tr} = \frac{1}{0.95 \alpha K} (1 + \alpha K_0 - e^{-0.95 \alpha K}) \quad \dots\dots\dots(20)$$

以下、誘導した給気効率の計算式について K_0 ならびに α が給気効率におよぼす影響について検討する。

1) 図5(a), (b), (c)において K' , α 一定で K_0 が増加すると η_{tr} はほぼ直線的に増加する。また K' の増加につれて η_{tr} は小さくなり、 K_0 の増加による η_{tr} の増加率は小さくなる。 K_0 が増加することは K' 一

図5 給気効率におよぼす K_0 の影響図6 給気効率におよぼす α の影響

定ならばシリング内に給気のとどまる割合が大きくなるため η_{tr} は K_0 の増加につれて直線的に増加する。また K' が増加すると K_0 が同一ならば給気の吹き抜けが増加するため η_{tr} は小さくなる。

ii) 図6(a), (b), (c)において K' , K_0 一定で α が増加すると η_{tr} は減減する。また K' の増加につれて η_{tr} は小さくなり、 α の増加による η_{tr} の減減率は小さくなる。 α が増加することは K' 一定ならばシリング内の給気の素通り量が多くなることであり、当然 η_{tr} は減減する。

そこで、 K' と η_{tr} の関係において、 $\alpha=0.4, 0.6, 0.8, 1.0, 1.4$ とし、 $K_0=0, 0.05, 0.10$ として給気効率曲線を描き検討した結果、実測値の η_{tr} は K_0 が0から0.05でよく傾向を表わすことがわかった。したがって、給気効率の計算値と実測結果の比較について

は $K_0=0.05$ とし、 $\alpha=0.4, 0.6, 0.8, 1.0, 1.4$ を実線で、実測結果を破線で示した。

4. 給気効率の計算式と実測結果の比較

η_{tr} に影響する因子として機関出力、掃気ガイド角 φ 、クランク室圧縮比 ϵ_c について検討した。

4.1 機関出力の影響

機関回転数 $N=1600\text{rpm}$ 、 $\varphi=90^\circ$ 、 $\epsilon_c=1.383$ (標準クランク室)一定として、出力 $735\text{W}|1\text{PS}|$ 、 $1471\text{W}|2\text{PS}|$ 、 $2942\text{W}|4\text{PS}|$ に対する K' と η_{tr} の関係を図7に示す。 N 一定ならば K' はほとんど一定であり、高出力においてわずかに低下する。これはシリング内温度上昇、クランク室への吹き返しによるものと考え

られる。また K' 一定で出力の増加につれて、シリンダ内温度は上昇するが、給気の流入による残留ガスの

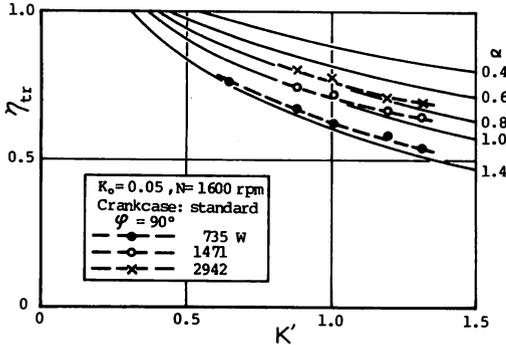


図7 機関出力の影響

冷却効果が大きく、給気の体積が増し η_{tr} は上昇するものと思われる。出力一定で K' の増加につれて排気への吹き抜け量が多く η_{tr} は小さくなる。 η_{tr} の実測結果は計算結果に相似の傾向を示し、低出力ほど α は大きくなる。

4.2 掃気ガイド角の影響

$N=1600$ rpm, $\epsilon_c=1.383$ 一定とし、各出力ごとに $\phi=90^\circ, 60^\circ$ について K' と η_{tr} の関係を図8に示す。出力一定の場合、 η_{tr} は $\phi=90^\circ$ のほうが 60° よりやや大きくなり、 K' が大きいほど η_{tr} の差は大きくなる傾向を示す。 $\phi=90^\circ$ は掃気流路がピストン頂面やシリンダ壁で十分に誘導されて安定しており、排気口への流出が少ないためと考えられる。

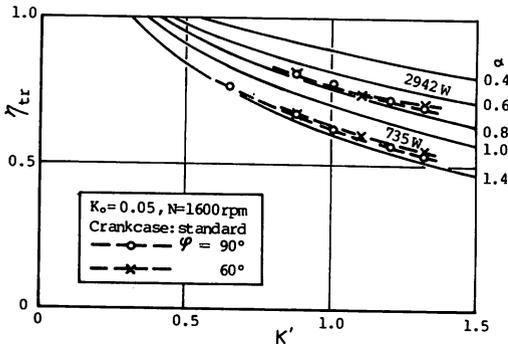


図8 掃気ガイド角の影響

4.3 クランク室圧縮比の影響

$N=1600$ rpm, $\phi=90^\circ$ 一定とし、出力 2942 W, 735 W に対して ϵ_c を変えた場合の K' と η_{tr} の関係

を図9に示す。各出力において、 ϵ_c の変化による η_{tr} の変化は小さく、高出力時において K' 一定では ϵ_c が小さいほうが η_{tr} はやや小さくなる。これはシリンダからクランク室への吹き返しが大きく、クランク室内で給気と多量の排気が混合し、この混合気で掃気するため、吹き抜け量が増大したものと考えられる。

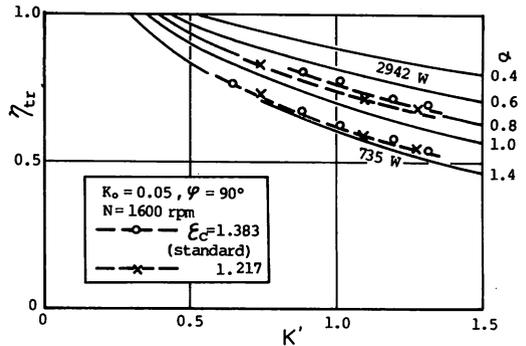


図9 クランク室圧縮比の影響

5. 結言

無水モノメチルアミンをトレーサガスとして、クランク室圧縮形二サイクルディーゼル機関の給気効率を機関出力、掃気ガイド角、クランク室圧縮比の影響について測定し、さらに K' と η_{tr} の関係について掃気モデルにより K_0, α の2つのパラメータを含む給気効率計算式(19)を誘導し、実測値との関係について検討した結果、給気効率に対する細部構造が一部わかり、実測給気効率を比較的良好に表わすことができた。

終りに本研究について種々懇切なる御助言をいただきました鹿児島大学名誉教授石神重男先生に対し、厚く感謝の意を表します。

文 献

- 1) Gro... K., MTZ, 17-8 (1956), 256.
- 2) 齊藤, 日本機械学会第13回講習会教材, (昭35), 93.
- 3) 石神・田中・玉利, 日本機械学会論文集, 28-195 (昭37), 1560.
- 4) List, H. u. G. Reyl, Der Ladungswechsel der Verbrennungs-Kraftmaschine, (1949), Teil, 2, Springer.
- 5) 富塚, ニサイクル機関の研究, (昭41), 173, 養賢堂.