

# クランク室圧縮型二サイクルディーゼル機関の掃気に関する研究

石 神 重 男\*

## ON SCAVENGING OF THE CRANK CASE COMPRESSION TYPE TWO STROKE CYCLE DIESEL ENGINE

Shigeo ISHIGAMI

The author, at first, studied on the tracer gas method which had already been suggested to be applicable method to measuring the trapping efficiency of 2 stroke cycle engines. And in consequence, the most excellent condition of measurement in both accuracy and possibility of reappearance was established.

Next, with the aid of tracer gas method, he studied on scavenging of crank case compression type 2 stroke cycle diesel engines, and influences of the engine rpm's, delivery ratios, fuel injection quantities, crank case compression ratios and guide angles of scavenging ports, upon the scavenging were examined. Furthermore these engines were converted to the type with a scavenging pump and compared with the former type engines. And thus the scavenging characteristics of the crank case compression type engines were made distinct.

Received May 31, 1962.

### 目 次

#### 緒 言

- I. トレーサガス法による二サイクルディーゼル機関の掃気効率の測定
    - §1. 各種掃気効率測定法に対する批判
    - §2. トレーサガス法による掃気効率測定法の確立
    - §3. トレーサガス法の実機による検討
    - §4. 結 論
  - II. クランク室圧縮型二サイクルディーゼル機関の掃気
    - §1. 概 説
    - §2. 実験装置および方法
    - §3. 実験結果
    - §4. クランク室圧縮型機関について
    - §5. 掃気ポンプ付機関の掃気特性
    - §6. クランク室圧縮型と掃気ポンプ型二サイクル機関の掃気特性の比較
    - §7. 結 論
- 総 括  
あ と が き  
参 考 文 献

### 緒 言

二サイクル内燃機関は四サイクル機関にわずかに遅

れて 1881 年英国人 Dugald Clerk によつて發明されたもので、基本的にいくつかの長所を持つていにかかわらず、その進歩は長い間目立つたものではなく、いちぢるしい注目をあびて急速な發展段階に入つたのは比較的近年のことである。

二サイクル機関の基本的長所は、構造簡単なことと共に、クランク毎回転ごとに作動行程があり、したがつてクランク回転数、平均有効圧力を同一にできれば出力を四サイクル機関の 2 倍にできることである。しかし一面つぎのような重大な欠点をもつてい。すなわち、熱応力が大きいこと、掃気のためのポンプを必要とすること、さらにシリンダ内のガスの掃気、排気が時間的に限られた期間におこなわれることともに吸気を直接排気に接してガスの入れかえをおこなうため、ガスが互いに混合拡散し有効に入れかえにくく、しかもこれを正確に計画し、構成することが困難なことである。さらにたとえ機関を構成しても、そのときの掃気の実状を正確に測定する方法さえも完全には確立されていないことである。二サイクル機関の發達が遅れた根本原因は実に主としてこの掃排気過程の正確な計画、構成および計測法の未完成によると見ることができる。したがつて比較的早く發達した二サイクル機関は四サイクル機関の知識を利用して比較的正確に計画できる低速大型機関、またはユニフロー掃気式機

\* 機械工学教室

関か、もしくは構造の簡単さのみを極度に要求される小型機関かであつた。近年にいたり欧州におけるシュニーレ掃気方式の開発<sup>1)</sup>、米国における Schweitzer<sup>2)</sup>らの広汎な研究などに始まり、掃排気過程の研究は加速度的に進められるに至つたが、それでもなお完全な解決法は見出されていない。

掃気過程の良否を判定する諸数値の測定法について筆者<sup>3)</sup>も前に概観したが、いろいろの方法が提案されているにもかかわらずいづれも確定的な方法でなく、特に給気効率、掃気効率の測定について標準化した方法は見出されていない。中でも給気効率はガソリン機関ならば適当なシリンダ内燃焼条件を仮定することによりサンプリング弁によるガス分析から比較的正確に推算できるが、ディーゼル機関のばあいシリンダ内燃焼条件を単純に妥当に仮定できないので正確に実状を知ることは容易でない。よつて確実な測定法を確立することは現在最も必要な事柄である。

つぎに二サイクル機関の中で構造簡単という理由で古くから広く使用されているのがクランク室を掃気ポンプとして利用するいわゆるクランク室圧縮型二サイクル機関であつて、横断掃気方式または反転掃気方式と組み合わせることによつてもつとも簡単な型式の機関を構成することができる。最近にいたりこの型式の機関は小型汎用や小型車輛用として広汎に利用される傾向となり、その性能向上が重要な問題となつてきた。しかしながら独立に掃気ポンプを有する二サイクル機関の掃気過程については多くの研究<sup>4)5)</sup>がなされているにもかかわらず、掃気圧力が掃気期間に大きく変化するという特性をもつクランク室圧縮型機関の掃気過程については意外に解明されていないのが実状である。

本論文は第一に二サイクルディーゼル機関の給気効率をトレーサガス法により測定する方法を実験的に確立し、第二にこれを利用してクランク室圧縮型二サイクルディーゼル機関の掃気の状態を研究し、その掃気過程の特異性について論じたものである。

## I. トレーサガス法による二サイクルディーゼル機関の給気効率の測定法

### §1. 各種給気効率測定法に対する批判

給気効率とは給気の利用度、つまり給気のうちいくらがシリンダ内に止まるかの割合を示す量であつて、いま  $V_d$  : 一サイクルごとの給気量、 $V_{sh}$  :  $V_d$  のうちシリンダを素通りした量、 $V_r$  : 掃気後シリンダ内にとどまつた新気の量とすると、給気効率  $\eta_{tr}$  は

$$\eta_{tr} = V_r/V_d = (V_d - V_{sh})/V_d \dots\dots\dots(1)$$

$$= 1 - V_{sh}/V_d \dots\dots\dots(2)$$

$$= 1 - \alpha \dots\dots\dots(2')$$

で定義される。ただし  $\alpha = V_{sh}/V_d$  である。さらに  $V_h$  : 行程容積、 $V_g$  : 掃気終了後のシリンダ内充填ガス量とすると、給気比  $K$  は

$$K = V_d/V_h \dots\dots\dots(3)$$

掃気効率  $\eta_s$  は

$$\eta_s = V_r/V_g \dots\dots\dots(4)$$

充填効率  $\eta_{ch}$  は

$$\eta_{ch} = K \cdot \eta_{tr} = V_r/V_h \dots\dots\dots(5)$$

である。充填効率はシリンダ内に充填される新気の量をあらわす値で、したがつて直接機関出力に関係する。もし  $V_h = V_g$  と見なしうるときは  $\eta_{ch} = \eta_s$  となる。すなわち測定の容易な給気比を知り、さらに給気効率を容易にしかも正確に測定できれば充填効率を求めることができるとともに、掃気効率の傾向をも明らかにすることができる。いままで提案されている給気効率測定法について批判するとつぎのようである。

### 1-1. 模型機関による測定法

模型シリンダの中に排気に相当する適当なガスを充填しておき、これを給気に相当する他のガスで1回掃気し掃気後のシリンダ内ガス分析結果から給気効率を求める測定法は古くからおこなわれたことで富塚、柴田<sup>6)</sup>や A. R. Rogowski<sup>7)</sup> や近年になつて H. List<sup>8)</sup> などの発表がある。しかしながらこの方法はあくまで模型実験であつて、結果は傾向は実際機関とある程度一致することが認められているが、ピストンの運動のしかた、ガス組成が実際と異なるための流動条件の相異、シリンダ壁との熱交換、掃気ははじめにすでに排気中に流動が開始されているか否かなど実状と相当に違う点があり、その絶対値は実際エンジンに適用できない。つまり実機の定量的性能検討には役にたかない。

### 1-2. 実機による測定法

(i) 排気ガス分析法。Watson<sup>9)</sup> は機関を過濃混合気で運転しているとき、掃気の吹き抜けがなければ排気ガス中には酸素は全くあらわれないとの前提のもとに、実際に排気ガス中に含まれる酸素はすべて掃気の吹き抜けによるものとして、酸素量から給気効率を求める方法を提案しているが、はじめの仮定をガソリン機関の空気過剰率1以下の運転状態ならば一応認めることができるが、ディーゼル機関では常に空気過剰率1以上であり、たとえ1に近くても混合の不完全等の

ため吹き抜け以外の酸素がすべて燃焼することは予期できない。ガソリン機関でさえも過濃混合気でお酸素の 0.5~0.1%程度は排気ガス中に存在するのが普通である。よつてこの方法はディーゼル機関の給気効率測定法としては全く適当でない。

(ii) サンプリグ弁を用いる方法。実機の運転中の掃気前および掃気後のシリンダ内ガスを適当なサンプル弁を通して抽出採集し、さらに排気ガスを採集して、これらのガス分析結果から掃気効率とともに給気効率をも算出する方法で、サンプル弁としてその作動方法からみると機械的作動弁<sup>10)</sup>、油圧式作動弁<sup>11)12)</sup>、電磁式作動弁<sup>13)14)</sup>などがあり、ガス採集のしかたからみると毎サイクル採集型と間歇採集型とがある。これらの方法はサンプルガスがシリンダ内の平均組成のものであるならば最も理想的測定法であるが、一般にシリンダ内ガスは相当に不均一であり、特にディーゼル機関では部分的差異が大きいことが知られている。よつてガス採集量をできるだけ一シリンダ内ガス全部に近づける工夫が試みられており、この意味で浅沼ら<sup>14)</sup>の電磁サンプル弁は理想に大きく近づいたものと言える。ガス分析法については最近ガスクロマトグラフの進歩により正確でしかも簡単化して来た。

しかしながら装置として見ると、シリンダにガス採集孔を特別に加工する必要があるが、ばあいによつてはこのような細工が不可能なことがある。特に小型高速ディーゼル機関では予燃焼室や渦流室を備えるのが普通であつて、採集ガスにシリンダ内ガスの平均組成を代表させることは容易なことではない。またガスサンプル弁の作動装置に相当の設備を必要とする。このような難点をさけるため特殊構造の機関を使用する方法<sup>15)</sup>や、排気孔出口に特殊な衝突弁を設ける方法<sup>16)</sup>などがこころみられているが、いずれもおいろいろの技術的困難さや精度の問題点をふくんでいる。

(iii) トレーサガスによる方法。P. H. Schweitzerら<sup>17)</sup>によつて提案された方法であつて、適当なガスをトレーサとして連続的に給気に混じて実機を運転したとき、シリンダに封じこめられた部分は燃焼して変質し、素通りした部分はそのまま排気ガスに混じてでくとすると、給気および排気ガス中のトレーサガスの濃度から素通りしたガス量  $V_{sh}$  を求められ、したがつて (2) 式から  $\eta_{br}$  を求めることができる。

この方法は原理が簡単であり機関本体には何等の加工をも必要とせず、ただ給気にトレーサガスを混入し、給排気系にそれぞれガス採集装置、ガス濃度検定

装置、ガス量測定装置などを取り付けるだけでよい。しかもこれらの装置は何等特別なものではなく、経費も少なく特別な技術も必要としない。しかるにこの方法はその後あまり注目されず最近にいたつている。これは原理、装置の簡単さにもかかわらず実際測定してみると詳細な点で誤差が入り、結果のばらつきが大きく信頼性も低くかつたことが原因と見られる。したがつて測定の方法や装置をこまかく検討し、最良の条件を求めてこれを標準化することが出来れば非常に利用範囲の広い測定法となる。

Schweitzer が研究に使用したのは筒径 10½ 吋、行程 12 吋、毎分回転数 380 の二サイクルディーゼル機関で比較的大型低速機関であり、ガス採集、計量にも相当の時間を要している。特に排気ガスの採集には長大な排気管を使用し、その中の数か所のガスを数個のガス濃度測定用検定器に通して、それらのすべてが中和する条件からガス濃度を求めているが、排気管が長いことは管内気柱の脈動現象のために機関本来の性能を歪めることになり好ましくない。またガス濃度の平均を正しく出そうとする意図は一応うなづけるが、筆者の経験から見ると、いくつもの検定器を使用するとそれらのガス中和時期に時間的差がおこり、いづれをもつて正確な値とするかに困惑する。なお、その他計測装置の詳細な条件は充分明らかにされていない。

最近になつて K. Groth<sup>18)</sup> は独立したルーツ型掃気ポンプをもつ行程容積 0.51 l、毎分回転数 2200 の二サイクル単筒ディーゼル機関について本方法を検討しているが、装置や実験操作上の細部はほとんど発表されていない。

また齋藤<sup>19)</sup> は直径 82.5 mm、行程 115 mm、毎分回転数 900 の四サイクル機関を過給して弁重なり時の吹け状態に本方法を適用して測定法を検討しているが給排気管系については Schweitzer と同じく長大な管を使用している。また測定条件、測定法について相当具体的に発表しているが、給気効率測定値が比較的高くでていることや、採集ガス濃度測定条件など、なお不明な点が多く、一般的に利用しうる測定法として標準化されたとは言えない。

## §2. トレーサガス法による給気効率測定法の確立

### 2-1. トレーサガスについて

(i) トレーサガスの選定。トレーサガスとしてはシリンダ内燃焼温度で完全に燃焼し、掃気中シリンダを素通りするさいには全然変化をおこさず、濃度測定が

簡単で、毒性がなく取扱いが容易なものが適当なわけである。今まで提案されたガス<sup>20)</sup>としてはモノメチルアミン、ジメチルアミン、アンモニア、CO などがある。これらを検討の結果、従来の諸家<sup>17)18)19)</sup>と同じく無水モノメチルアミンが最も上記の条件にかなうガスと認めた。以下このガスを使用する方法について詳細検討する。

(ii) 無水モノメチルアミンの性質。性質を第1表に、水その他の液に対する溶解度を第1図に示す。溶解度は塩化ビニール袋中にアミンガス約500ccをとり、この中にそれぞれの液0.5ccを注入して振盪し、その前後の体積変化から溶解したアミンガス重量を算出して求めたものである。水には非常に溶けやすくガス採集管路中に水滴が発生すると濃度測定に大きな誤差を与えるので、管路を適当に保温加熱することが必要である。一般に加圧液化してポンペに詰めて市販されているが、常温ではガス状の化合物で分解温度は約250°C、発火温度は空中で約430°Cである。塩化ビニールは20~30日経過する間にしだいに変質硬化

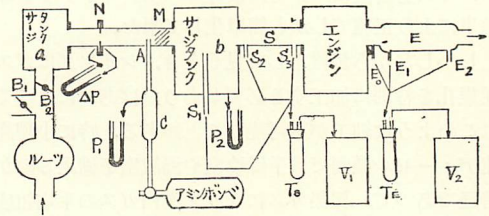
するが短時日の使用にはさしつかえない。耐油性ゴム、セメダインにはほとんど作用しない。鉄にも作用しないが銅、黄銅、錫、アルミには水分の存在で作用する。燃焼すると大部分はCO<sub>2</sub>、H<sub>2</sub>O、NO<sub>2</sub>になり、微量がNH<sub>4</sub>NO<sub>3</sub>になる。以下無水モノメチルアミンを単にアミンと略称して記述する。

2-2. 測定装置および方法の概要

トレーサガス法を実機の発火運転に適用したときの装置配列の一例を第2図に示す。S：給気管、E：排気管、Ts、TE：ガス中のアミン濃度検定器、V<sub>1</sub>、V<sub>2</sub>：ガス採集および計量装置、R：ルーツプロアである。吸気管端にサージタンクをおき、さらにその前にルーツプロアによる送風管路を設けたのは、この管路中に吸入空気量測定ノズルを配置することによる吸気圧力低下を防止するためである。以下の検討の大部分は本装置を使用し機関を運転しながらおこなつたが、アミン濃度検定器の再現性、信頼性をたしかめ標準化するためには約1m<sup>3</sup>のビニール製タンク中に正確に一定濃度に調合したアミン空気混合気を用意してこれを使用した。

第1表 無水モノメチルアミンの性質

分子式	CH <sub>3</sub> NH <sub>2</sub>
分子量	31.06
凝固点	-93.47
沸点 (1 atm. °C)	-6.32
密度 (ガス・1 atm. gr/l) { 0°C 20°C	1.396 1.348
比重 (液体)	0.67
蒸気圧 (atm. 10, 20, 40°C)	2.1, 2.9, 5.4
燃焼熱 (ガス・Kcal/mol)	259
溶解熱 (Kcal/mol)	1.466
蒸発熱 (沸点で Kcal/mol)	6.169
臨界温度 (°C)	156.9
臨界圧力 (atm)	73
分解温度 (°C)	250
解離恒数 (ガス・25°C)	4.25×10 <sup>-4</sup>
発火点 (空气中で °C)	430
爆発限界 (容量 %)	4.95~20.75
pH (2N, 1N, 0.1N, 0.001N)	12.1, 11.9, 11.2, 10.5



第2図

いま給気および排気中のアミン濃度をそれぞれ ρ<sub>d</sub>, ρ<sub>e</sub>, アミンの単位体積中の質量をそれぞれ m<sub>d</sub>, m<sub>e</sub> とし、シリンダ内燃焼によつて分子数の増加することは無視できるとすると (2') 式より

$$\alpha = \frac{V_{sh}}{V_d} = \frac{m_e}{m_d} = \frac{\rho_e \cdot V_d}{\rho_d \cdot V_d} = \frac{\rho_e}{\rho_d} \dots\dots\dots (6)$$

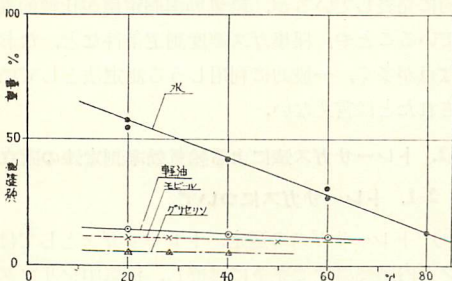
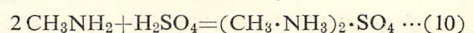
である。給気および排気側から採集したガスをガス濃度検定器中にある一定濃度、一定量の硫酸溶液にとおすとアミンと硫酸とは化合して液は中和するにいたる。中和までに通したガス量をそれぞれ V<sub>d</sub>′, V<sub>e</sub>′ とすると

$$\rho_d \cdot V_d' = \rho_e \cdot V_e' \dots\dots\dots (7)$$

$$\therefore \alpha = \rho_e / \rho_d = V_d' / V_e' \dots\dots\dots (8)$$

$$\text{よつて } \eta_{tr} = 1 - \alpha = 1 - V_d' / V_e' \dots\dots\dots (9)$$

となる。なおアミンと硫酸の化合は



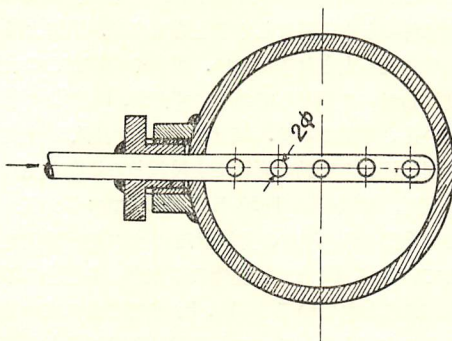
第1図

である。

### 2-3. アミンの混入

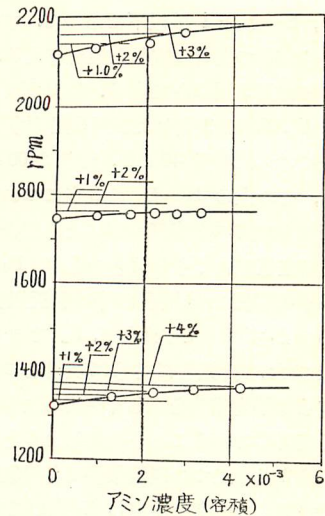
(i) 混入の位置. 混入位置は吸気側ガス採集孔に充分一ような混合ガスを与える位置でなければならない. 第2図で  $S_3$  点を採集孔とし, A,  $S_1$ ,  $S_2$  の3点を夫々注入孔として混合の良否を検討した.  $S_2$  点では機関の吸気の脈動の影響を受けアミン注入圧の変動が大きく濃度に  $\pm 3\%$  程度の变化がおこる.  $S_1$  点から注入すると  $\pm 1.5\%$  程度, A点注入なら  $1\%$  以下となる. よつて注入孔としてはA点を選べばよい. 供試装置ではサージタンク容積約  $160 \cdot V_h$  であつた. ただしタンクがあるためアミン注入開始から  $S_3$  点の濃度が一ようになるまでに供試機関で  $1200 \text{ rpm}$  のとき約6分間,  $1800 \text{ rpm}$  のとき約4分を要した.

(ii) 混入の方法. 管路断面に分布した多数孔から注入すれば  $S_1$  点でも良好な混合状態となることを確かめたが, A点注入, M点に攪拌のための旋回羽根をおき  $S_3$  点でガス採集するならば, 第3図のごとき管路直径上の多孔管から注入しても充分満足な結果が得られる.



第 3 図

(iii) アミン濃度. アミン濃度を濃くすれば濃度検定のさいガス量が少なくすみ, 測定時間も短縮できるが, アミンも燃焼するため機関性能に影響を与え好ましくない. Schweitzer は  $0.5 \sim 1.0\%$ , Groth は  $0.53 \sim 0.76\%$ , 齋藤は  $0.5 \sim 1.0\%$  で負荷  $1/2 \sim 3/4$  で燃料の  $1/4 \sim 1/5$  という値を与えている. 供試機関で無負荷運転時のアミン混入量と機関回転数の関係一例が第4図で濃度  $0.3\%$  のとき約  $3\%$  の回転数上昇がおこることがわかる. アミンがさらに濃く  $1.0\%$  付近になると燃焼は不調になり回転数も整定しにくい. 図で見ると  $1300, 2100 \text{ rpm}$  付近の実験結果が回転数の変化が大きく  $1700 \text{ rpm}$  では比較的少ないが, これは低



第 4 図

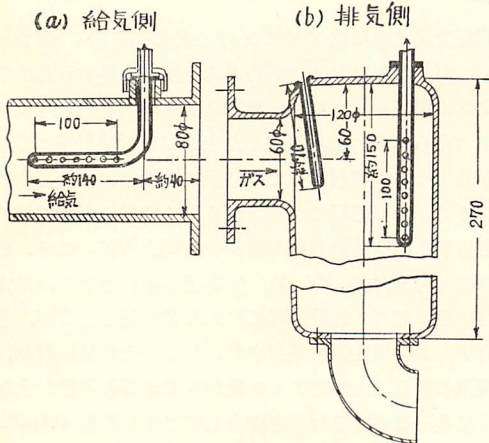
回転では燃料に比べアミンの占める割合が大きく, 高回転ではシリンダ内ガス温度が上昇するためアミンの燃焼が早くなり, 燃料の正常な燃焼を乱すためと考えられる. 負荷運転したときは燃料噴射量が増すからアミンの燃料としての効果は問題でなくなるが, アミンが圧縮過程にさらされるため燃料の正常な燃焼を害する傾向は無負荷のばあいと同様のこる. さらに(9)式中の  $V_d, V'_d$  なる値は本測定法では検定器を通つてガス計量装置には入るガス量をとるが, 含有アミンは検定器に吸収され, しかもその量は吸気, 排気と異なる. よつてアミン量が多すぎると誤差が大きくなる. 筆者はこれらを総合してアミン濃度  $0.1 \sim 0.3\%$  が適当であり, しかもこれで充分な精度が得られると認めた.

アミン注入量の計測法として流路にノズル流量計, ガスメータ, またはロータメータなどを使用する方法も提案されているが, 注入管路内の水頭と流出量との関係を予め検定しておいて, 水頭で計測するのも簡単で筆者はこの方法を採用した. ただこの際マノメータ液として水のみではアミンが溶解するので, アミンガスに接する方にシール液たとえば白絞油を  $10 \text{ cm}$  ほど入れる必要がある. 水頭調節は  $\pm 2 \text{ mm}$  程度以内の一ようさでなければならない.

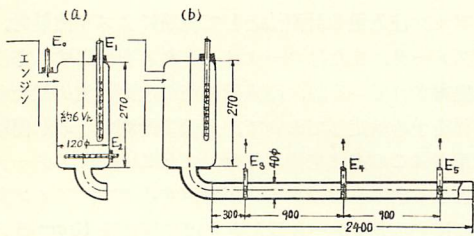
### 2-4. ガスの採集および計量

(i) 採集位置. 吸気側では第2図中のA点からアミンを混入し採集位置として  $S_1, S_2, S_3$  点の適否を検討したが, 濃度測定値のばらつきが  $S_1$  で  $\pm 3\%$ ,  $S_2$

で  $\pm 1.5\%$ ,  $S_3$  で  $\pm 1\%$  以下であつた。すなわち吸気孔に近い点があつとも安定した値を与える。  $S_3$  点の採集孔の詳細は第5図(a)である。排気側では第6図(a)の  $E_0, E_1, E_2$  の3点および第6図(b)のごとく排気管の先にさらに直径40mm, 長さ2400mmの管をつぎたし, その上の  $E_3 \sim E_5$  の3点について検討した。  $E_0$  点では燃焼ガスと素通りガスとの混合がなお不完全で濃度測定値がいくらばらつくが,  $E_1, E_2$  点すなわち  $6 \cdot V_h$  の容積の排気管の中央付近以後ではほとんどばらつかず  $E_1$  で  $\pm 1.5\%$ ,  $E_2$  で  $\pm 1.3\%$  以下にとどまつた。排気管にさらに長管をついだのは Schweitzer らが平均成分を正しく採集しようとして長い排気管を使用していることを検討しようとしたものであるが, 第2表の二つの運転条件で各採集孔でそれぞれ5回づつアミン濃度を検定し  $E_1$  点の濃度を基準



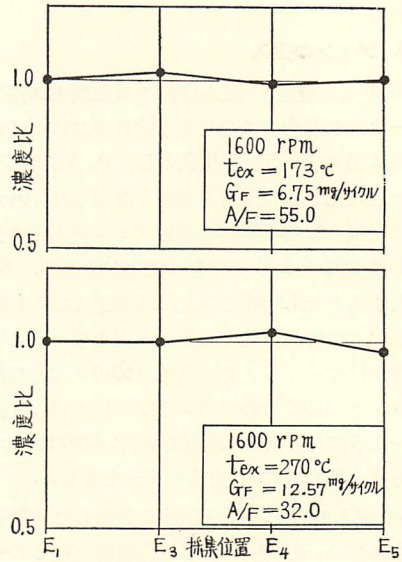
第5図



第6図

第2表

	r.p.m.	排気温度 °C	燃料噴射量 gr/サイクル	空燃比 A/F
(a)	1600	173	$6.75 \times 10^{-3}$	55
(b)	1600	270	$12.57 \times 10^{-3}$	32

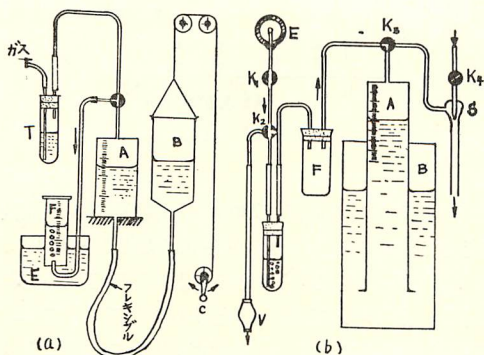


第7図

に各点の濃度の比をとつたのが第7図である。 a) の運転状態は煙は無色, 排気温度もひくく, 排気管中でアミンの燃焼や分解のない状態であり, b) はその反対の条件のときと見なしうるときである。 図によるとどの採集孔も大きな差はない。 燃焼や分解がおこれば濃度はしだいに低下してゆくはずだが,  $E_1$  点よりわずかに高い値さえて出ている。 これはアミン注入の安定性や, 運転状態の変動の影響で実験誤差の範囲と見られる。 浅沼, 柳原<sup>21)</sup>が T-56-E 型 3000 rpm ガソリン機関で第6図(a)と相似の排気管内のガス分析結果を発表しているが,  $E_0$  点では燃焼の不完全さや混合の不完全さがあらわれているが  $E_1, E_2$  点ではガス成分はほとんど一定である。 このことは前述実験結果とも相通ずることと見ることができ。 けつきよく排気側ガス採集孔は  $E_1$  点1ヶ所で充分であり長管を使用する必要はない。 むしろ長管を使用することにより管系中のガスの脈動効果が異なり, 機関性能が歪められることをさけるべきである。  $E_1$  点の採集孔の構造は第5図(b)である。

(ii) ガスの採集方法および計量装置。 給排気管内のガスを採集し検定器を通過させるためにはある負圧で吸引してやる必要がある。 吸引法として Schweitzer, 齋藤らは真空ポンプを使用しているが装置が大がかりとなりしかも精度が悪い。 齋藤は吸引圧力として水柱 -60~-120 mm が適当だと述べているが, この条件は配管の太さにもよるが筆者の経験では採集時間の短

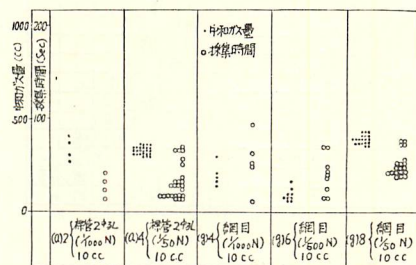
縮、採集の安定性の点から見て疑問の値であつて、すくなくとも水柱  $-300 \sim -800 \text{ mm}$  を必要とする。Groth はアスピレータを利用している。筆者はこれらを検討した結果、液柱の負水頭を利用するのが簡単でしかも正確と考え、第8図(a)のごとき A, B なる液槽をU字管で連結し、B槽を上下して適当な負圧を与える方法と、(b)図のごときアスピレータ S の助けにより負水頭をあらかじめ与え、しかもガス計量槽をかねる A なる直立槽による方法を開発した。実験の結果 (b) 図の型式が構造簡単で、ガス量は直ちに目盛によつて直読でき、しかも精度も高いことを見いだした。(b) 図について説明すると E: 給気管または排気管,  $K_1, K_2$ : コック, V: 吸引ポンプ,  $K_3$ : 三方コック, A: ガス採集計量槽, S: アスピレータ, B: 開放槽である。測定開始前に S で A 槽中のガスを排除し A 中の水位を槽の上端近くまで上げておき、一方ガス採集孔と検定器との間の管路内は  $K_2$  と V とを操作して十分に試料ガスで満しておく。それから各コックを図の開き位置にしてガスを吸引し計量する。コック  $K_1$  はガスの吸引速度を調整するためのもので、希望の吸引速度に調整したらあとは  $K_2$  のみで開閉し、一連の測定中は操作しない。A 槽内の水位はしだいに低下し吸引圧力に変化がおこるが、槽内面積を大きくしておけばこの変化は少ない。また採集されたガス圧力は大気圧以下であるが、トレーサガス法で必要なのは給気、排気からの採集ガス体積の比であるから、特に大気圧に換算する必要はない。また水面低下量を  $10 \text{ cm}$  以下となるようにして両槽の圧力差も無視しうる値とすることができる。排気側槽の断面積を給気側の5倍にしておけば  $\eta_{br}=80\%$  のとき両方の水位低下は同じになる。



第 8 図

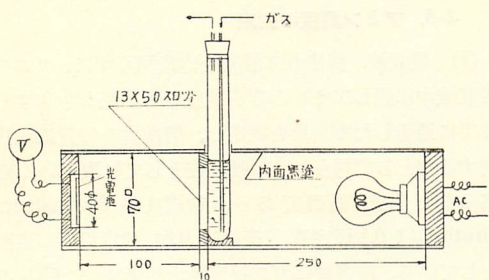
### 2-5. アミン濃度の測定

(i) 吸収液。採集ガス濃度を直接測らずに、ガスを吸収液中に通しアミンのみを吸収させ、液が中和するまでに過通したガス量を測定し、濃度はその量に反比例する値として得られる。吸収液としては取扱い、価格の点で硫酸が適当である。液濃度は Schweitzer, Groth らは  $0.1$  規定液、齋藤は  $0.01$  規定以下が適当としている。液濃度はガス採集量、採集時間、 $\text{CO}_2$  の溶解などに関係してくる。筆者が  $0.01 \sim 0.1$  規定の範囲について検討した結果の一部を第9図に示す。図中の下欄の条件で中和に要するガス量、採集時間を計測した。図で流通ガス量がガス濃度、液濃度、液量に対応してできるだけ少なく、しかもばらつかぬ方が完全に吸収していることになり、また時間がばらついても、すなわちガスの流通条件に多少の相異があつてもガス量がばらつかないことが好ましい。採集時間があまり短いとアミンの吹き抜けが多くなり、またあまり長いと機関運転状態やアミン濃度の変動の影響や  $\text{CO}_2$  の溶解によるアミン中和の妨害などを受けやすい。時間としては実際使用のばあいを考え給気側で  $30$  秒ないし  $1$  分間、排気側で  $2 \sim 5$  分間が限度である。これらの事柄を総合して吸収液濃度として  $0.02$  規定液を好適な値と判断した。

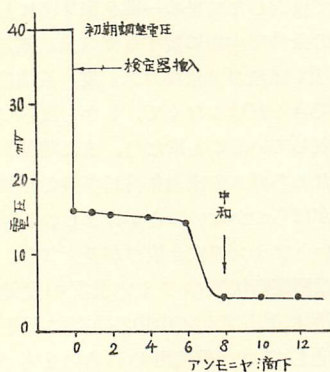


第 9 図

(ii) 中和指示薬。中和の判定に指示薬を使用する。その変色点を見るに第10図のごとき光の透過度の変化を光電池の起電力の変化で測る方法も試みたが、装置の割りに精度は良好でない。第11図は  $\text{NH}_3$  を滴下しつつ変色点を求めた一測定結果である。実さい応用するときは液中に気泡が沸き上っているから、このように明らかに変化しない。けつきよく肉眼で見るのが簡単で正確である。中和指示薬として第3表のごときものがあるが、ブロームクレゾールグリーン(通称 B.C.G.) とメチルレッドの混合物が判別しやすい。すなわち前者  $0.3 \text{ gr}$  と後者  $0.2 \text{ gr}$  をエチルアル



第 10 図



第 11 図

第 3 表

チモールブルー	赤	黄	青							
メチルエロー	赤	黄	青							
ブロムフェノールブルー	赤	黄	青							
メチルオレンジ	赤	黄	青							
ブロムクレゾールレグリン	赤	黄	青							
メチルレッド	赤	黄	青							
ブロムクレゾールパーフル	赤	黄	青							
ブロムチモールブルー	赤	黄	青							
フェノールレッド	赤	黄	青							
フェノールフタレイン	赤	黄	青							
チモールフタレイン	赤	黄	青							
リトマス	赤	黄	青							
	pH 0	2	4	6	8	10	12			

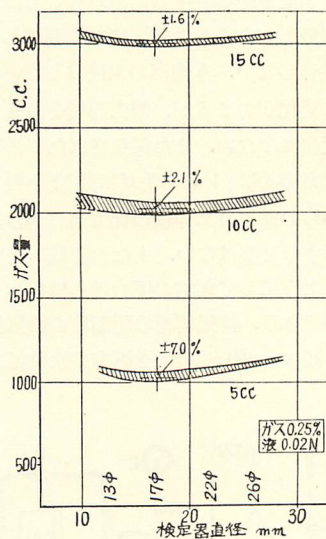
コールの 90% 溶液 400 cc に溶かし、これを硫酸の 0.02 規定液 250 cc に 10 cc の割りで混合する。これは pH 6 付近で赤黄色から青緑色に鮮かに変色する。

(iii) 検定器および吸収液量

(1) 検定器. 検定器は中に一定濃度一定量の吸収液を入れておき、液の底部から採集ガスを噴出させてガス中のアミンを吸収させる装置であるが、気泡の上昇や対流の様相から見て化学実験に使用する試験管型、つまり底部が半球面になつた円筒型が隅角部がなくて液とガスとの接触や対流が自然で最適な形として選んだ。そしてその大きさについて直径 13, 17, 22, 26 mm のものについて検討した。

液量一定なら直径が大きいほど静止液柱高さは低

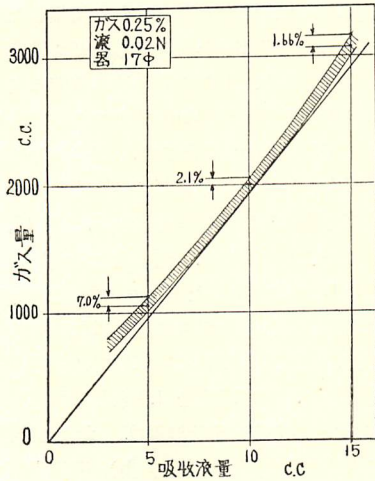
く、液高さ一定なら直径が大きいほど液量が多い。液高さが低くければ気泡の液中滞在期間はみじかく吹き抜けが多い。高すぎると吸収はよくなるが上部と下部が別々の旋流となり変色時期の判定がむづかしくなる。また液量の多少は測定時間に関係する。静止液柱高さを  $l$ 、器直径を  $d$  とし、 $l/d$  比と中和ガス量のばらつきについて検討したが特別な関係は見いだせなかつた。これはガスを通じたとき液面は泡立ち、その最高点は  $l$  の数倍にもなることがあり、したがつてこの現象を単に  $l/d$  比で論ぜられないことをしめすもので、けつよく実験的に良好な大きさおよび量を求めざるを得ない。液量をパラメータとし検定器直径と中和ガス量を求めたのが第 12 図で、いずれも直径 17 mm のときガス量は最少で器直径がこれより大きくても小さくてもガス量は増している。これは 17 mm のときがもつともアミンガスの吹き抜けが少なく吸収が完全に近く、また中和時期の判定も明りようで誤差が少ないことをしめすものである。よつて検定器直径としては 17 mm が適当である。



第 12 図

(2) 吸収液量. 直径 17 mm の試験管で吸収液量を変えて中和に要するガス量を求めたのが第 13 図である。曲線は測定値ばらつきの上限、下限をしめす。下限線に原点から接線を引くと 10 cc 付近で接する。ガスの吸収および中和時期の判定が同等に正確ならば中和ガス量は吸収液量に比例して変化するはずで、つ

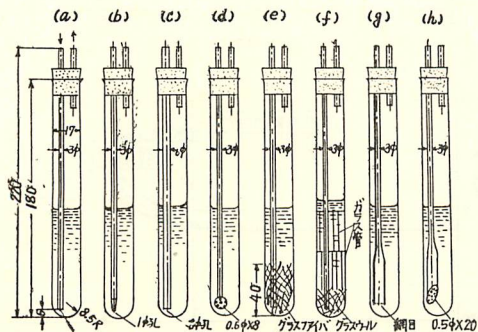




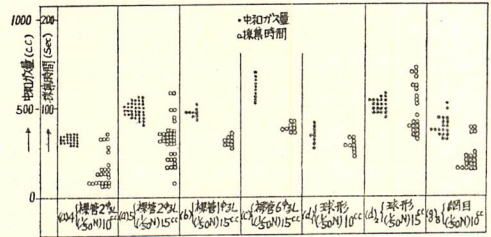
第 13 図

まりこの接線と一致した変化をするはずであるが 5, 15 cc では曲線がいつれも上方にそれている。これは 10 cc 付近に比べて誤差が多いことをしめすものである。つまり液量が少ないとガスの吸収の不完全さが目立つて大きくなり、液量が多いと器中の液の対流が上部と下部と異つて来て中和変色が上下同時でなく、その時期の判定に誤差が大きくて来る。これから見て吸収液量は 10 cc 付近が適当と認められる。

(3) ガス噴出孔。検定器中のガス噴出孔はガスを小気泡にして液中にだし、液との接触面を大にして、できるだけガスを完全に吸収するようにすることのほか、液の攪拌が全体一ようなこと、中和変色点の見分けが容易なこと、多数の検定器を同一条件に容易に整えられること、繰返し使用、つまり洗滌組み立てが容易なことなどが必要である。第 14 図の a~h の噴出管についてその良否を比較した結果の一部を第 15 図にしめす。図は機関を運転しながら第 2 図 A 点からア



第 14 図



第 15 図

ミンを注入し、S<sub>3</sub> 点でガス採集したときの中和ガス量、中和時間を求めたものである。図のごとく (a) 型の -4, -5 のばあいガス量のばらつきが少なく良好である。(d) 型は従来諸家<sup>17) 18) 19)</sup> の提案している多孔球状噴出管であるが、意外にばらつきが大きい。これは多方向に噴出するため液内旋流が部分的に異なり局部的に中和変色の時期がちがひ、全体としての中和完了時期の判定が困難になることや、小孔の大きさや配置を完全に同じに製作することが困難で、しかもそのわづかの差がガス噴出模様を大きく左右することによる。(b) 型は測定時間が長すぎ、(c) 型は吹き抜けが多い、その他の型は洗滌や同性能のものを多数用意することの困難さのため適当でない。けつきよく、もつとも構造簡単な (a) 型が再現性が最も良く、精度も後述するようにこれで充分である。なお (a) 型でも噴出管内径は毛細管現象の利用などにより充分同一に選ぶとか、噴出孔と容器壁との相対位置をできるだけ一定に組み立てるなどの注意は当然必要である。

(iv) 濃度測定の意味

(1) 精度について。いま  $V_s$ : 吸収液量 cc,  $x$ : 液の規定度,  $a$ : 硫酸の 1 gr 当量,  $V_g$ : 通過したガス量 cc,  $C_A$ : アミン濃度 (容積割りあい),  $\tau_A$ : アミン比重量 gr/l とすると,  $V_s$  中に含まれる硫酸の量は

$$V_s/1000 \cdot x \cdot a$$

$V_g$  中のアミン量は

$$V_g/1000 \cdot C_A \cdot \tau_A$$

で与えられる。いま第 13 図の  $V_s=10$  cc の点について計算してみると,  $x=1/50$ ,  $a=49$  gr,  $C_A=2.5/1000$ ,  $\tau_A=1.364$  gr/l (10°C で),  $V_g=1952$  cc であるから,  $V_s$  中の硫酸の量は 0.0098 gr, これを中和するに要するアミン量は, (10) 式の反応をするとすると 0.0062 gr となり, 実際通過したガス中のアミン量は 0.0066 gr である。したがつて 0.0004 gr, つまり通過アミンの約 6% が吹き抜けたことになる。この % は相当に大きい、トレーサガス法で問題となるのは給気、排気の

採集ガス量の比であつて、両者と同じ%の吹き抜けがあれば誤差は出て来ない。たとえ差があつても、容積比に対する誤差はわづかと見ることができる。よつてガス吸収の精度はこれで充分である。

(2) 再現性について。第15図に見るように、(a)型が再現性がよく、ガス流速が相当に変化しても中和ガス量がほとんどばらつかない。(a)-4はアミン濃度0.1%の結果であるが、0.3%にすると採集ガス量のばらつきの偏差は±2%以下におさまる。

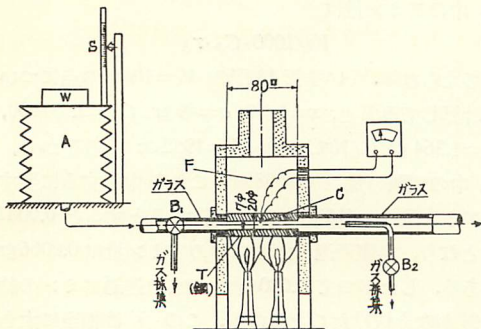
排気ガス採集孔から検定器までは鋼管にビニール管および耐油性ゴム管を接続して、その長さ約40~50cmとし、この管路中で水滴が生じない程度に外部から300W赤外線電球で保温したが、検定器に入るガス温度は100°C以下に下り懸念されるような検定器の温度上昇はおこらなかつたし、通過した採集ガス温度はほとんど室温で吸気側温度との差はなかつた。したがつて再現性や精度に対するガス温度の影響は省略してもさしつかえない。中和変色時期の判別にも誤差がおこり得るが、これは一定の照明のもとでおこなえば目視で再現性も充分良好である。

2-6. モノメチルアミンの熱分解

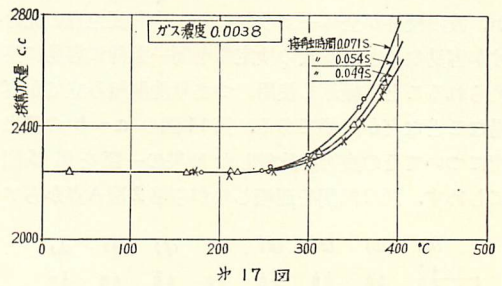
前述のごとく採集ガスの濃度測定法として精度、再現性ともに優れた条件が見出されたが、これを利用して給気効率を測定するさい排気ガス中のアミン濃度が、掃気期間の吹き抜け新気に正しく対応するか否かが問題である。すなわちアミンが熱分解すれば測定値は正しい給気効率を与えない。アミンが高温壁や燃焼ガスに接触してどのていどの分解をおこすかを見るため、第16図の装置によつて実験的に検討した。A:アミン混合ガスタンク、B<sub>1</sub>, B<sub>2</sub>: コック、F: 加熱炉、T: 試験加熱部、C: 熱電対である。ガス濃度を一定としT管内壁温度と管内ガス流速を変えてT部前後のアミ

ン濃度を測定した。すなわち B<sub>1</sub> から採集したガス濃度が“始めの濃度” B<sub>2</sub> から採集したガス濃度が高温接触後の濃度である。T部の長さは本研究に主として使用した機関の気筒径が8cmであつたので、これに対応させて同じく8cmにとつた。アミン分解に影響する主要要素として、アミンガスの始めの濃度、熱面温度、熱面接触時間などが考えられる。第17, 18図は実験結果の二例である。図の曲線の左端の方は常温、つまり B<sub>1</sub> 点で採集した中和ガス量、右の方で3本に別れた曲線はそれぞれガス流速が異なるもので、流速をT管内を通過する時間に換算して“接触時間”と名付け付記した。常温濃度を1.0としこれに対する比(以下濃度比と称する)を接触温度、および接触時間に対して求めたのが第19図(a)(b), 第20図(a)(b)である。分解は250°C付近から上でおこり、接触温度が高いほど、また接触時間が長いほど多くおこり濃度比は低下する。これらの結果から接触温度および時間を一定としたときの始めの濃度のちがひによる濃度比のちがひを取つたのが第21図で、ほとんど水平線である。よつて始めの濃度0.1~0.8%の範囲では始めの濃度の影響は無視してさしつかえない。けつきよく接触温度と接触時間が大きく影響する。

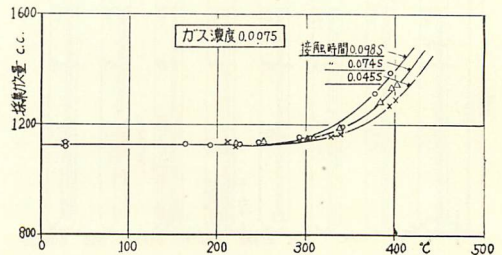
実機運転中のアミン分解について接触温度および時間を何によつて代表させるかは複雑な問題であつて、現段階ではほとんど不可能である。筆者は考えるもつとも近似かつ具体的な目安として以下のごとき数値



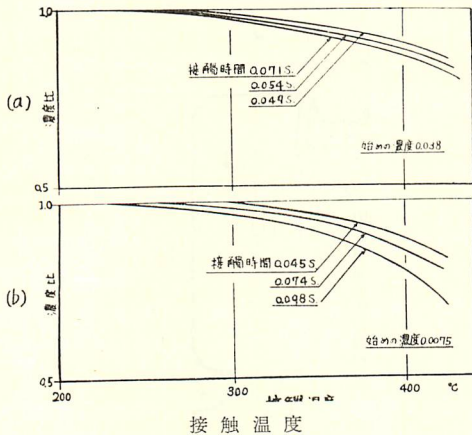
第16図



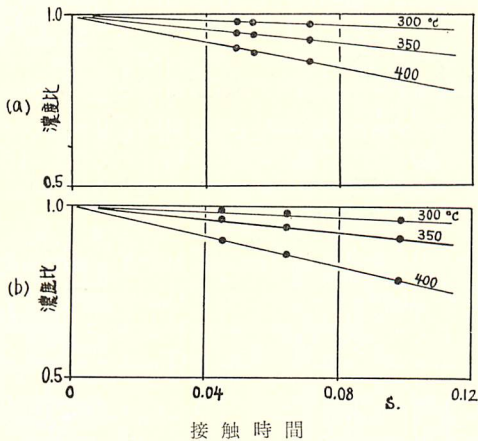
第17図



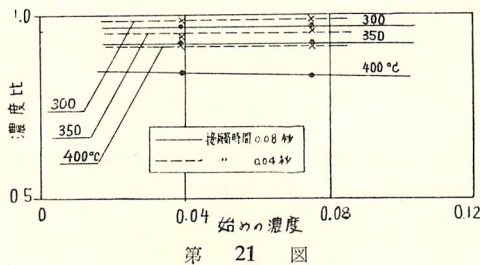
第18図



第 19 図



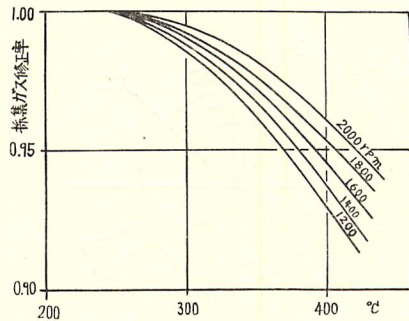
第 20 図



第 21 図

を採用し、これによつて上述の基礎実験結果と実際エンジンの運転状態を結びつけ、大まかではあるがトレーサガス法による測定値に対するアミン分解の修正係数を見いだした。すなわち接触温度を排気孔直後で測つた排気ガス温度で代表させ、高温接触時間として掃気孔開時から排気孔閉時までの時間の 2 倍をとる。2 倍としたのは排気孔を出てからなおしばらくは高温に

さらされることを加味して考えたものである。この考えのもとに供試機関について排気側採集ガス容積の修正係数を求めたのが第 22 図である。修正を要するのは排気温度 250°C 以上の範囲であるが、その量は 350°C 付近で約 2% 程度であり、トレーサガス法の測定値を見当ちがいに左右するほどの値ではない。大まかではあるが、以上の考えにより熱分解に対する修正をおこない測定値をより妥当な値に近づけることができる。



第 22 図

### 2-7. モノメチルアミンの燃焼性

シリンダ中に閉じこめられたアミンが機関の燃焼過程にさらされて完全に燃焼するか否かも誤差の原因となる。この未燃焼度に対する修正は Schweitzer<sup>22)</sup>の結果を使用してよいであろう。すなわちディーゼル機関では軽負荷のときは気筒内温度は低いが酸素濃度は高く、高負荷ではその反対になりけつきよく負荷のいかにかわらず未燃焼度は一定で、計測した給気効率の値に 1/0.962 を乗ずれば修正できる。ただし空燃比がいちぢるしく小さく燃料噴霧が排気にでて来る状態では燃料がアミンを未燃焼のまま排気に持ち出すため給気効率測定値が実状よりも低いかのごとき値となる傾向があるので注意を要する。

### §3. トレーサガス法の実機による検討

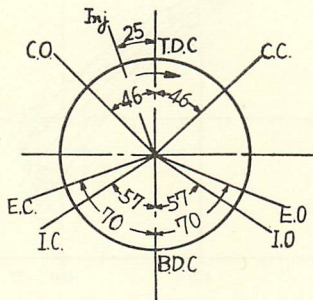
#### 3-1. 実験装置および方法

第 2 図の実験装置につきの機関を組み入れて実験した。

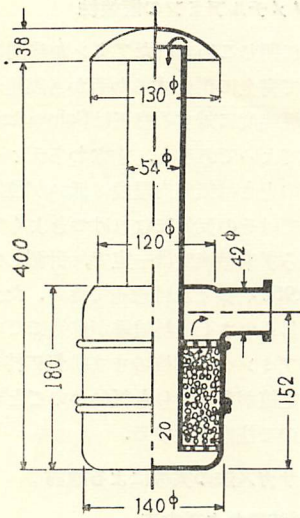
機関種類：直立単気筒空冷二サイクルディーゼル、製作所：富士重工業株式会社、筒径×行程：80×100 mm、行程容積：502 cc、圧縮比：22、常用出力：6 PS/2000 rpm、最大出力：8 PS/2000 rpm、掃気方式：クランク室圧縮型シュニーレ掃気、冷却法：軸流ファン、使用燃料：ディーゼル軽油（比重

0.831, 20°C), クランク室容積: 1238 cc, ポート開閉および噴射時期: 第23図, 吸気管: 第24図, 排気管: 第25図, 掃気ガイド: 第26図, 掃排気孔形状: 第27図

である. ガス採集孔は第5図, アミン濃度 0.1~0.3%, 吸収液は硫酸の 0.02 規定液 10 cc, 検定器は内径 17 mm, 構造は第 14 図 (a), 中和指示薬はメチルレッドとブロムクレゾールグリーンを使用した. 測定結果にはアミン分解に対する修正, 未燃焼度に対する修正を加えた.



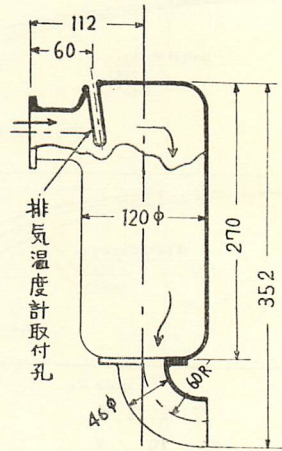
第 23 図



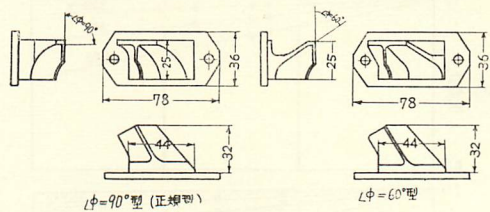
標準吸気管  
第 24 図

3-2. 測定結果の検討

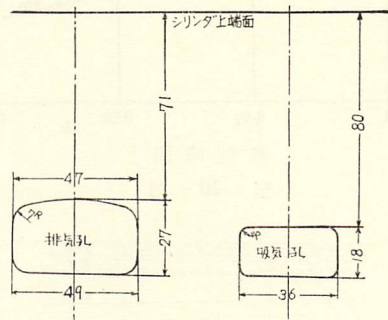
(i) 給気効率と無負荷性能. 機関のモータリング状態に最も近いときの掃気を知るため動力計を切りはなして発火運転した. 結果を第 4 表, 第 5 表および第 28 図, 第 29 図に示す. 無負荷運転時は燃料噴射量が微量で運転が整定しにくい状態であるが,  $\eta_{tr}$  値の再



第 25 図



第 26 図



第 27 図

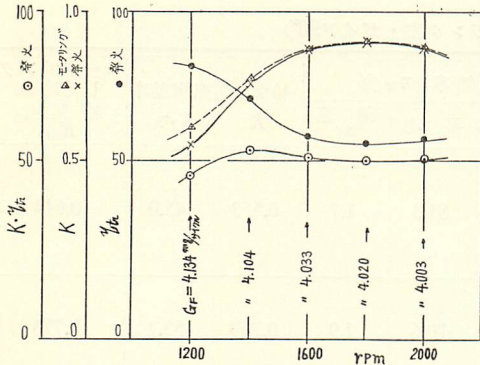
現性は明らかに良好で, その偏差は 2000 rpm で 2% 以下である. 給気比  $K$  は回転数とともに山型に変化している, これはクランク室の吸入効率曲線に対応するものである. 図中に機関をモータリングしたときの  $K$  曲線を記入したが, 発火運転したときに比べ曲線全体がわずかに低速側に移動している. もしシリンダ内充填ガス量が一定, つまり  $K \cdot \eta_{tr} = \text{一定}$  ならば  $K$  と  $\eta_{tr}$  とは反比例した値となる. 図中の各点は噴射量がちがっているが, その差がわずかであるので,  $K$  の変化と  $\eta_{tr}$  の変化の傾向をこの図で判断してみると  $K < 0.8$  ではやや不規則であるが,  $K > 0.8$  ではほぼ上記の反比

第4表 無負荷運転 (標準クランク室・ガイド90°)

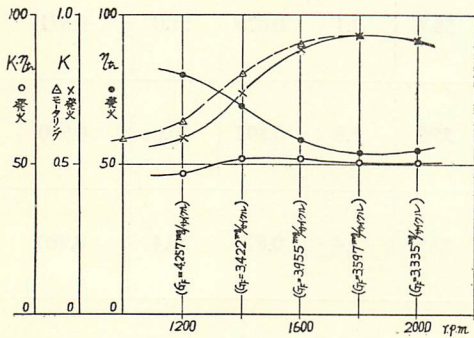
r.p.m.	噴射量 mg/サイクル	排気温度 °C	吸気側 採集ガス c.c.	排気側 採集ガス c.c.	給気効率 $\eta_{tr}$ %			給気比 K	充填効率 $K \cdot \eta_{tr}$	モータリング した時の 給気比 $K_{mo}$
					(修正済み)	平均	偏差 %			
1200	4.134	98.0	1174	5810	83.0	81.3	1.7	0.553	45.0	0.614
			1114	5355	82.3					
			871	3836	80.4					
			893	4405	82.9					
			889	3755	79.4					
1400	4.104	100.0	1650	5455	72.5	70.6	1.9	0.760	53.7	0.773
			1635	5194	71.2					
			1670	5035	69.5					
			1662	5030	69.4					
1600	4.033	100.6	1715	3923	58.5	58.7	2.1	0.870	51.0	0.871
			1706	3795	57.3					
			1397	3286	59.8					
			1224	2851	59.4					
1800	4.020	107.5	1625	3475	55.4	55.8	1.8	0.895	50.0	0.900
			1605	3344	54.0					
			1615	3570	57.0					
			1636	3649	57.5					
2000	4.003	109.1	1608	3548	56.9	57.5	1.4	0.877	50.4	0.880
			1559	3595	58.9					
			967	2188	58.0					
			996	2282	58.0					

第5表 無負荷運転 (標準クランク室・ガイド60°)

r.p.m.	噴射量 mg/サイクル	排気温度 °C	吸気側 採集ガス c.c.	排気側 採集ガス c.c.	給気効率 $\eta_{tr}$ %			給気比 K	充填効率 $K \cdot \eta_{tr}$	モータリング した時の 給気比 $K_{mo}$
					(修正済み)	平均	偏差 %			
1200	4.257	90.2	1125	5496	82.6	79.8	2.9	0.587	46.7	0.642
			1132	5168	81.1					
			888	3414	76.9					
			883	3695	79.1					
			890	3749	79.3					
1400	3.422	90.6	1187	3956	72.8	69.6	3.2	0.737	51.3	0.801
			1237	3655	68.8					
			1326	3809	68.2					
			1339	3929	68.5					
1600	3.955	91.7	1487	3213	55.8	58.1	2.3	0.887	51.5	0.902
			1520	3447	58.1					
			974	2282	59.6					
			967	2235	59.0					
1800	3.597	95.2	1509	3280	56.1	53.5	3.2	0.936	50.1	0.926
			1560	3026	50.3					
			1597	3327	54.1					
			1480	2928	53.5					
2000	3.335	98.0	1436	2945	53.3	54.5	1.2	0.917	50.1	0.908
			1483	3099	54.2					
			1474	3180	55.7					
			1518	3233	55.1					



第28図 無負荷運転 (ガイド90°)



第29図 無負荷運転 (ガイド60°)

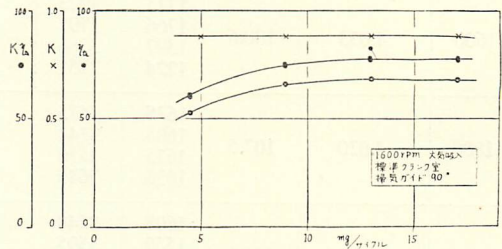
関係が成立している。このことは図中の  $K \cdot \eta_{tr}$  曲線のフラットなことであり、 $\eta_{tr}$  測定値の妥当性をしめすものと見ることができる。一般に給気効率は機関速度によつてあまり影響されない<sup>23)</sup>ともいわれているが、本実験結果から明らかのごとく、上記のことは給気比がほぼひとしいときにいえることで、給気比が大きく異ると当然異つてくることわかる。

(ii) 給気効率と負荷性能。実験結果一例を第6表、

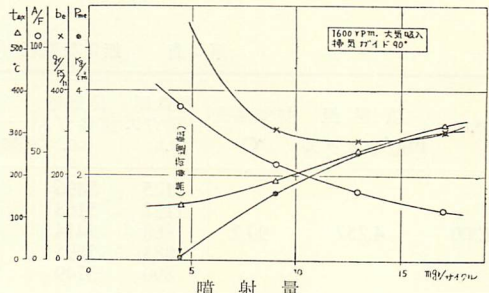
第6表 負荷運転 (標準クランク室・ガイド90°・大気吸入)

r.p.m.	噴射量 mg/サイクル	排気温度 °C	PS	吸気側 採集ガス c.c.	排気側 採集ガス c.c.	給気効率 $\eta_{tr}$ %			給気比 K	充填効率 $K \cdot \eta_{tr}$
						(修正済み)	平均	偏差 %		
1600	4.471	133.6	0.05	1209 1397	2871 3286	60.2 59.8	60.0	0.2	0.881	52.9
	8.981	190.9	2.81	1132 1110	3949 3929	74.1 74.5	74.3	0.2	0.881	65.5
	12.930	260.3	4.40	1040 1044	3949 4016	76.5 76.9	76.7	0.2	0.880	67.5
	17.029	322.0	5.46	1072 1050	4264 4240	77.3 76.5	76.9	0.4	0.875	67.3

第30, 31図にします。これは給気管前のサージタンク内圧を大気圧すなわちいわゆる大気吸入状態で1600 rpm 一定運転したときの給気効率  $\eta_{tr}$ 、給気比 K、充填効率  $K \cdot \eta_{tr}$ 、平均有効圧力  $P_{me}$  kg/cm<sup>2</sup>、燃料消費率  $b_a$  gr/PS/h、空燃比 A/F、排気温度  $t_{ex}$  °C を求めたものである。表に見るごとく  $\eta_{tr}$  値の再現性は非常に良好で、本研究の初期には一点の  $\eta_{tr}$  を測るのに5~7回の濃度測定を要したが、§4.1の条件に改善した結果1~3回の測定でばらつきも少なく妥当な値を得られるようになった。Kの値は大体フラットで噴射量の大きいところでわずかに低下する。 $\eta_{tr}$  ははじめ



第30図



第31図

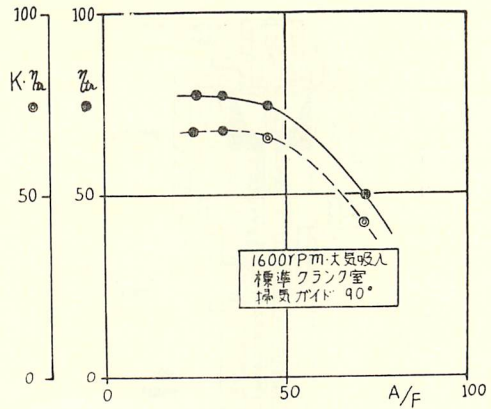
噴射量の増加とともに上昇して後フラットになる。運転条件によつては噴射量の大きいところでわづかに下る。噴射量とともにはじめ  $\eta_{tr}$  が上昇する傾向について測定法の誤差か、それとも機関の特性かが問題となる。先づ測定法について考えるとアミンの熱分解の増加が考えられるが、噴射量 10 mg/サイクル付近までは排気温度は 200°C 以下であつて 3-4 に述べた事から見て熱分解はおこっていない。かりにおこつているとしても図のように大きく  $\eta_{tr}$  が上昇するとは考えられない。つぎにアミンがシリンダ壁やクランク室への付着による誤差が考えられるが、実験は各測定点について 5 分間以上運転して、定常状態になつてからはじめ測定時間は 3~10 分を要しているから、このような誤差の発生も考えられない。けつきよくこの上昇の傾向は真実の現象を正しく表現しているものと判断され、つぎのような説明がつけられる。すなわち、この傾向は主としてシリンダ内残留ガスと新気の温度関係によるものであり、燃料噴射量の増加とともに残留ガス温度は上昇し密度は低下する。これに新気が流入すると排気は冷却されて新気の占め得る容積が増し  $\eta_{tr}$  は上昇する。しかし噴射量がさらに増すと新気を受熱膨脹の効果が大きくなり  $\eta_{tr}$  はしだいにフラットになる。燃料噴射量がいちぢるしく大きく、シリンダ内温度が過大になると、新気の膨脹吹き抜けが目立つて来て  $\eta_{tr}$  が低下する傾向となることもおこりうる。

浅沼ら<sup>21)</sup>はガソリン機関についてサンプリング弁法によつて回転数一定運転の結果  $\eta_{tr}$  は空燃比にかかわらずほぼ一定であることを発表しているが、ガソリン機関の空燃比変化範囲は理論混合比に近いせいぜい 12~18 の範囲であつてディーゼル機関の 20~120 に比べるとはるかにせまい。第 30 図の結果を A/F 比に書きかえたのが第 32 図で、A/F 比の小さい範囲では  $\eta_{tr}$  は一定と見られるが、A/F 比が大きいところでは  $\eta_{tr}$  は低下する。

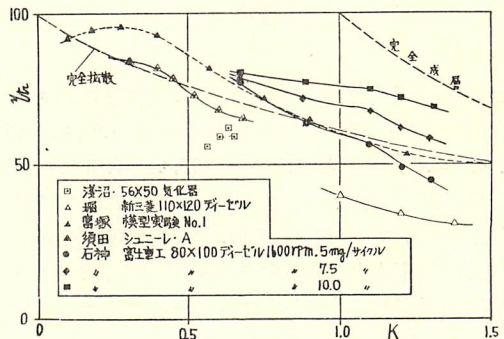
回転数一定、燃料噴射量一定で給気比を給気の絞り、または加圧によつて広範囲に変えたときの K- $\eta_{tr}$  関係を求めたのが第 33 図である。図中に富塚<sup>9)</sup>、浅沼<sup>21)</sup>、堀<sup>24)</sup>、須田<sup>25)</sup>らの実測結果を併せ記入した。図によりトレーサガス法の測定結果の妥当なことを察することができる。

### 3-3. サンプリング弁法との比較

トレーサガス法の精度を確かめるためサンプリング弁法による測定値との比較を試みた。供試機関および



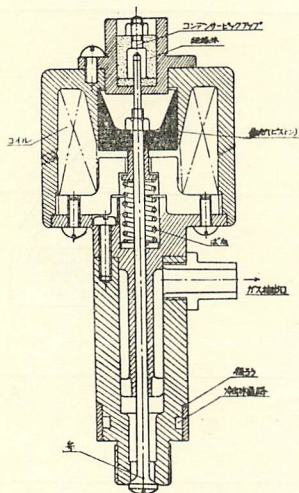
第 32 図



第 33 図

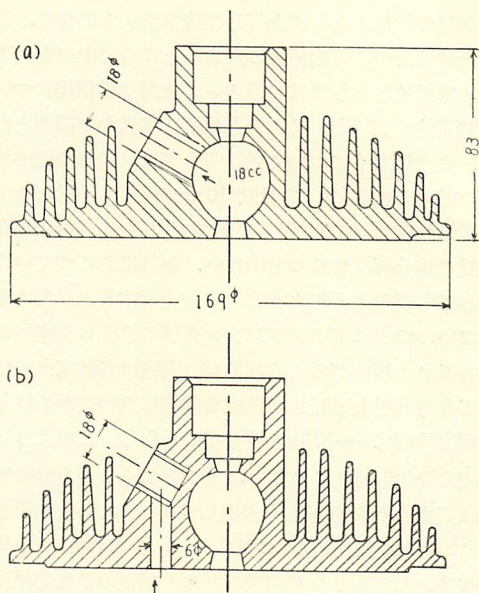
吸気、排気管は §3-1 に述べたものである。実験は機関を 40 KW 電気動力計に連結して運転し、口径 24 mm のオリフィスおよび 200 l のサージタンクにより吸入空気量を、動力計アームの荷重によりトルクを、電子管式計数型回転計 (1 回転に 1 パルス) および電子管式時間計 (1/100 s) により回転速度を、さらに 10 cc ビュレットにより燃料消費量を測定した。また給気温度、筒温 (燃料噴射弁筒温度)、排気温度などは熱電対により測定した。ガスサンプル弁は浅沼、柳原<sup>20)</sup>の開発したものでエンジン 100 回転ごとに 1 回電磁力で作用し、シリンダ内ガスをできるだけ多量に一時に抜きとり代表組成を得ようとするもので、その構造を第 34 図にしめす。弁は気筒頭にとりつけたが取付位置は第 35 図中の (a) 渦流室、(b) 主燃焼室である。一サイクルに取り出したガスは弁の構造に制約されて 20~40 cc であつた。これを更に注射器によりガスクロマトグラフにより 1.5 ml を分析して O<sub>2</sub>, N<sub>2</sub>, CO<sub>2</sub> を定量した。

渦流室からガスの採集時期をいろいろ変えて測定し



第 34 図

た結果が第7表である。これから $\lambda$ : 空気過剰率,  $\eta_s$ : 掃気効率,  $\eta_{tr}$ を算出してみると, Iで $\lambda=1.93$ ,  $\eta_s=0.69$ ,  $\eta_{tr}=0.45$ , IIで $\lambda=1.76$ ,  $\eta_s=0.73$ ,  $\eta_{tr}=0.38$ (いずれも $O_2$ 基準)でディーゼル機関としてはガスは濃過ぎる値であり,  $\eta_{tr}$ は過度に悪い。これは渦流室から採集したガスはむしろ渦流室内のみを代表し, シリンダ全体の平均組成を代表しえないことをあらわしている。つぎに主燃焼室からいろいろの条件でガスを採集



第 35 図

したのが第8表で, 明らかにガス組成は異り I'で $\lambda=3.0$ , II'で $\lambda=2.5$ でかなりやすい。これから見てもディーゼル機関でシリンダ内ガス組成は部分で大きく異なり, その代表組成を採集することが困難なことがわかる。以上の事からできるだけ平均成分に近いガスを

第7表 サンプルング弁 (その1)

区分	採集ガスの種類	サンプルング弁の動き	ガス分析%		
		開 ~ 閉	O <sub>2</sub>	N <sub>2</sub>	CO <sub>2</sub>
I	掃気後ガス (1)	TDC -70°~+20°	13.1	81.1	5.7
	掃気前ガス (2)	TDC -89°~-23°	17.7	79.6	2.7
	掃気前ガス	TDC +51°~+126°	10.4	81.7	7.8
	排気ガス	—	16.2	79.8	3.9
II	掃気後ガス	TDC -100°~-3.0°	17.9	80.8	2.1
	掃気前ガス	TDC +29°~+112°	9.4	81.9	8.7
	排気ガス	—	16.6	79.8	3.6

第8表 サンプルング弁 (その2)

区分	採集ガスの種類	サンプルング弁の動き	ガス分析%		
		開 ~ 閉	O <sub>2</sub>	N <sub>2</sub>	CO <sub>2</sub>
I'	掃気後ガス	TDC -91°~-21°	19.2	79.7	1.1
	掃気前ガス	TDC +64°~+115°	15.5	79.4	5.1
	排気ガス	—	15.9	80.2	3.9
II'	掃気後ガス	TDC -100°~-23°	19.6	79.9	0.5
	掃気前ガス	TDC +81°~+137°	14.4	79.3	6.1
	排気ガス	—	16.0	79.9	4.1



第9表 サンプル弁法 (その3)

回転数 r.p.m.	軸トルク m-kG	出力 PS	給気比 K	噴射量	燃料消費率	掃気前ガス %			掃気後ガス %			排気ガス %			掃気効率 $\eta_s$	給気効率 $\eta_{tr}$
			15°C 760mmHg	mg/ サイクル	gr/ PS/h	O <sub>2</sub>	N <sub>2</sub>	CO <sub>2</sub>	O <sub>2</sub>	N <sub>2</sub>	CO <sub>2</sub>	O <sub>2</sub>	N <sub>2</sub>	CO <sub>2</sub>	O <sub>2</sub>	O <sub>2</sub>
1987	0.716	1.989	0.919	6.523	472.1	16.05	80.00	3.95	19.79	79.36	0.85	17.18	80.15	2.67	75.5	77.2
1986	1.432	3.972	0.932	10.69	320.7	14.42	79.25	6.13	19.60	79.90	0.50	16.04	79.86	4.10	78.8	74.2
1979	1.790	4.948	0.918	12.12	290.8	14.40	80.50	5.10	19.50	79.40	1.10	15.90	79.40	4.70	77.2	77.2
1985	2.148	5.955	0.894	17.68	353.7	11.53	81.17	7.30	19.55	79.75	0.70	14.16	81.01	5.02	84.8	72.1

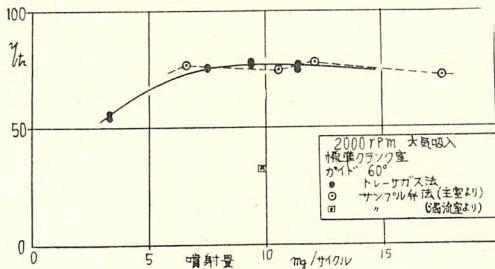
採集する目的で採集孔は第35図(b), 掃気後のシリンダ内ガスはできるだけ噴射直前までの間に多量に, 掃気前のガスはできるだけ排気孔直前で採集してトレーサガス法と比較した.

2000rpm で負荷 2~6馬力のときのサンプル弁法の結果が第9表である. ただし

$$\eta_s = (X_1 - X_2) / (X_0 - X_2) \dots\dots(11)$$

$$\eta_{tr} = (X_0 - X_3) / (X_0 - X_2) \dots\dots(12)$$

で, ここに  $X_0$  は新気 (空気) 中の,  $X_1$  は掃気後の充填ガス中の,  $X_2$  は掃気前の燃焼ガス中の,  $X_3$  は排気ガス中のそれぞれ O<sub>2</sub> あるいは CO<sub>2</sub> の含有率である.  $\eta_{tr}$  値をトレーサガス法の測定値とともに図示したものが第36図である. 上述のごとくディーゼル機関のシリンダ内ガス組成の平均値を完全に取り出すことは非常に困難さがあつたが, 充分検討してガスサンプルした結果あまり大きな誤差はない事が見当づけられたので, これを一応正確な値として両者を比較したが, 図のごとく両者は非常によく一致した. したがつてトレーサガス法の精度もサンプリング弁法と同程度に良いこと, たとえ差があつても  $\pm 2\%$  以内であることを証明し得たものと考え.



第 36 図

§4. 結 論

以上のごとく無水モノメチルアミンをトレーサガスとして使用する給気効率測定法は, 測定装置および測定条件を十分に注意し, アミンの熱分解, 未燃焼に対

する補正を加えれば給気効率を  $\pm 2\%$  以内の精度で測定される事が確立された.

筆者はここに無水モノメチルアミン濃度としては 0.10~0.30% (容積), 吸収液として硫酸の 0.02 規定液 10 cc, 検定器標準型として第14図(a), 中和指示薬としてメチルレッドとブロムクレゾールグリーン混合液, ガス採集孔は第5図(a), (b), ガス採集装置は第8図(b)を標準の測定法として提示する.

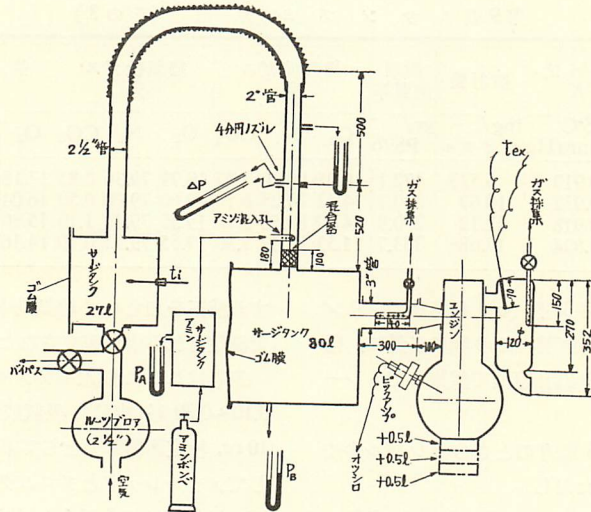
以上により従来困難であつた二サイクル機関の掃気, 特に他の方法で測定困難なディーゼル機関の掃気が機関に何等の改造を加えることもなく, また特殊な装置を用意することもなく容易に解明できることとなつた.

II. クランク室圧縮型二サイクルディーゼル機関の掃気

§1. 概 説

クランク室を掃気ポンプに使用するいわゆるクランク室圧縮型二サイクル機関は, 1) クランク室に限られた容積, 圧縮比であるため掃気圧力が比較的低い範囲にあり給気比が小さいこと, 2) 掃気圧力が掃気のはじめに高く終りに低いこと, 3) したがつて掃気過程に対する給, 排気管系内の気柱の慣性や脈動の効果が異なることや排気吹き戻しの効果が異なることなどから見て, 独立した掃気ポンプをもつ機関とは異つた掃気特性を持つことが予想されるが, これらの系統的研究はほとんど発表されていない. 特にディーゼル機関では掃気性の測定法に信頼すべき方法が確立されていなかつたため, 定性的な傾向さえも明らかでなかつた.

筆者は前述の I 編で確立されたトレーサガス法の助けによりクランク室圧縮型二サイクルディーゼル機関の回転数, 給気比, 燃料噴射量, クランク室圧縮比, 掃気ガイド角などを変えたばあい, およびこの機関を掃気ポンプ付機関に改造したばあいの諸要素の掃気に



第 37 図

及ばず影響を主として給気効率に着目して系統的に実験し、それぞれの型式の特性および相互の相異なる特性を明らかにした。以下これについて論述する。

## §2. 実験装置及び方法

### 2-1. 装置全体

実験装置全体を第 37 図にしめす。使用した機関は I-§3-1 に記したものである。動力測定は水動力計によつた。無負荷運転試験は動力計を切りはなして、またモータリング試験はバイエル無段変速機で機関を電力駆動しておこなつた。給気比の調節は給気系入口端に取り付けたルーツブロアとその吐出口につけた絞り弁、バイパス弁によつて広範囲に変えた。以下“大気吸入運転”と称するのは機関の吸気管直前のサージタンク(第 37 図中の 80 l タンク)内の圧力を大気圧に保つて運転したときをあらわす。給気比はすべて 15°C, 760 mm Hg の状態に換算した。掃気孔の掃気ガイドは第 26 図の二つについて試験した。すなわちガイド出口上縁線がシリング中心線となす角をとつて 90°型, 60°型と名づけた二つである。測定結果は毎分回転数  $n$ , 給気比  $K$ , 給気効率  $\eta_{tr}$ , 充填効率  $K \cdot \eta_{tr} \%$ , 馬力 PS, 正味平均有効圧力  $P_{me}$  kg/cm<sup>2</sup>, 正味燃料消費率  $b_e$  gr/PS/h, 燃料噴射量  $G_f$  mg/l/サイクル, 空燃比  $A/F$  などに換算して整理した。

### 2-2. クランク室圧縮比の変化

クランク室圧縮比  $\epsilon_c$  すなわちクランク室容積を変化するため、クランク室下部の直径 80 mm の蓋をは

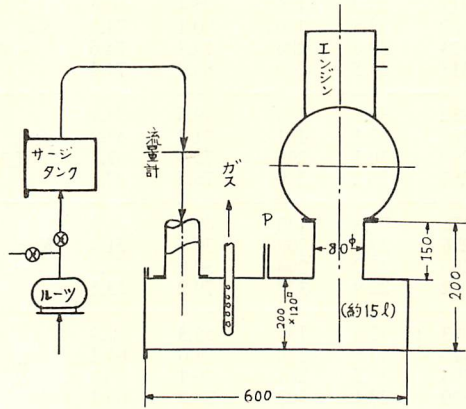
づし、ここに 0.5, 1.0, 1.5 l の増容タンクを取りつけて実験した。元のクランク室容積が 1238 cc, 行程容積が 502 cc である。これを +0 l 型(または標準クランク室)と称する。圧縮比は +0 l 型から順に 1.406, 1.299, 1.226, 1.186 となる。

### 2-3. 掃気圧力変化の測定

クランク室側壁に共和無線研究所製の容量 3 kg/cm<sup>2</sup> の抵抗線式指圧器 PHA-0.3A 型を取り付け、その圧力変化を抵抗線式歪計を通して電磁オシロに導き、フライホイール下死点の指示パルスとともに写真にうつした。掃気孔からピックアップ受感部までの距離は約 20 cm であるが、ガス中音速を 400 m/s とすると、両点間を圧力波が伝わる時間は 0.5/1000 秒程度で極くわずかである。よつてこの点の圧力を掃気圧力(掃気孔直前の圧力)と見なして検討を進めた。掃気圧力線図については、 $P_{so}$ : 掃気孔開時圧力,  $P_{max}$ : 掃気孔開後吹き戻しによる圧力上昇の最高値,  $\alpha_{max}$ : 掃気孔開から  $P_{max}$  に達するまでのクランク角,  $P_{sc}$ : 掃気孔閉時の圧力,  $P_{mean}$ : 掃気孔が開いている期間の平均圧力(=平均掃気圧力)および全体の波形について吟味した。

### 2-4. 掃気ポンプ付機関試験

第 38 図のごとくクランク室下部に 15 l のタンクおよび管系を取りつけ、掃気圧力はルーツブロアで与える構造とし、これをクランク室型と対比する掃気ポンプ付機関とした。両者は掃気圧力の与えかたの外は掃



第 38 図 掃気ポンプ付エンジン実験装置

気、排気孔の形状、寸法、タイミングなど全く同じである。つまりクランク室を無限大としたばあいを掃気ポンプ付機関と見なしたわけで以下“ $+\infty$ 型”と略記する。

§3. 実験結果

実験結果の代表的なものを第 10~14 表、第 39、40 図にしめす。

§4. クランク室圧縮型機関について

4-1. 燃料噴射量の影響

(i) 大気吸入運転のとき、 $n$ 一定で大気吸入運転の結果を第 41、42 図にしめす。横軸は毎サイクル、シリンダ容積  $1l$  あたりの燃料噴射量  $G_r$  をとつた。図は 1600 rpm、掃気ガイド  $90^\circ$  型の結果である。クランク室容積を  $+1.0l$  としたばあいの結果も併記したが

第 10 表

クランク室	掃気ガイド角	r.p.m.	$K$	$G_r$ mg/l/ サイクル	PS	$P_{me}$ kg/cm <sup>2</sup>	$b_e$ gr/PS/h	$A/F$	$t_{ox}$ °C	$\eta_{tr}$	$K \cdot \eta_{tr}$	備考
標準	90°	1200	0.934	11.006	0.17	0.13	2340	77.9	129.5	75.2	70.2	K=一定
				15.856	1.50	1.12	382	55.2	166.5	76.9	71.7	
				22.864	2.66	1.99	310	40.0	219.0	80.0	74.7	
				26.027	3.13	2.34	310	33.6	259.0	79.9	75.6	
		1600	0.881	8.906	0.05	0.03	8596	72.1	133.6	59.8	52.7	大気吸入
				17.890	2.63	1.57	307	45.0	190.9	74.5	65.6	
				25.756	4.16	2.46	282	32.2	260.3	76.9	67.7	
				33.918	5.21	3.06	299	25.2	322.0	76.5	67.3	
		1600	0.666	7.177	0.10	0.06	3459	81.6	134.8	72.0	47.9	K=一定
				16.466	2.92	1.64	272	39.3	212.2	79.3	52.8	
				24.930	4.09	2.45	275	25.8	286.0	78.7	52.4	
				30.884	4.69	2.82	296	20.1	334.2	76.5	50.7	
		1600	0.879	8.597	0.20	0.11	2071	73.2	132	58.5	51.4	"
				16.759	2.66	1.49	340	45.1	179	71.5	62.1	
				23.954	4.00	2.24	289	33.5	230	77.1	67.9	
				32.758	5.21	2.92	303	20.2	321	75.4	66.4	
		1600	1.097	9.010	0.06	0.03	7237	94.6	129	52.0	57.0	"
				17.942	2.78	1.56	311	54.2	181	72.5	79.6	
				24.344	4.31	2.41	272	41.9	240	76.4	83.5	
				33.736	4.98	2.79	326	28.8	292	73.5	79.4	
		1600	1.201	9.306	0.06	0.03	7475	72.3	135	48.5	54.9	"
				18.257	2.90	1.62	303	53.7	182	69.0	83.3	
				24.633	4.28	2.40	277	44.7	238	74.5	89.4	
				34.679	6.14	3.44	272	32.0	319	75.6	90.8	
1600	1.309	9.362	0.06	0.03	7520	72.2	131	42.3	55.4	"		
		18.476	2.92	1.64	305	57.2	180	66.0	86.3			
		23.874	4.08	2.29	282	44.3	217	68.6	89.9			
		34.104	6.11	3.42	269	31.1	297	68.2	89.4			
2000	0.856	7.996	0.01	0.004	48170	76.0	148	58.0	49.6	"		
		13.121	2.56	1.15	308	67.3	183	71.5	61.2			
		17.609	4.14	1.86	256	45.4	236	76.2	65.2			
		26.701	6.06	2.72	265	29.6	324	75.5	64.6			

標準	60°											
標準	1200	0.934	10.306	0.04	0.03	9313	83.9	126	75.4	70.4	K=一定	
			17.424	1.54	1.15	409	52.5	169	80.1	74.7		
	1600	0.896	22.928	2.48	1.85	334	39.8	206	79.9	74.6	大気吸入	
			26.444	3.01	2.25	318	34.5	249	80.0	74.4		
			8.125	0.05	0.03	7832	80.5	134	59.6	53.4		
			15.030	2.41	0.35	301	52.1	181	71.3	63.9		
	1600	0.899	21.780	3.90	2.18	269	38.1	245	75.4	67.8	大気吸入	
			28.089	4.71	2.64	287	26.2	289	76.5	67.4		
1600	0.666	7.321	0.03	0.02	1176	77.8	133	69.5	46.5	K=一定		
		15.874	2.75	1.54	276	39.8	208	76.4	51.3			
		24.153	4.03	2.43	268	27.2	294	80.6	53.7			
		28.476	4.52	2.73	282	22.9	328	79.2	53.1			
1600	0.875	8.020	0.03	0.02	12883	77.8	136	58.3	50.9	"		
		16.597	2.50	1.40	320	49.5	198	76.6	67.1			
		23.693	3.89	2.18	294	34.5	267	76.1	66.7			
		29.701	4.63	2.59	309	27.4	307	75.7	66.4			
1600	1.097	8.179	0.06	0.05	6560	86.0	131	53.7	57.5	"		
		15.958	2.59	1.45	297	58.0	184	69.5	75.5			
		21.780	3.97	2.22	264	44.6	236	73.2	79.6			
		30.133	4.91	2.75	296	31.8	293	73.7	80.7			
1600	1.305	8.793	0.05	0.03	8474	85.6	134	47.1	61.5	"		
		16.165	2.62	1.47	297	62.0	177	62.7	81.9			
		21.780	3.76	2.06	279	51.4	218	70.1	91.5			
		26.989	4.73	2.65	275	44.0	305	74.3	97.0			
2000	0.842	7.972	0.07	0.03	6860	75.7	143	58.7	49.4	"		
		11.880	2.03	0.91	353	59.8	198	68.7	57.8			
		16.950	3.82	1.71	267	45.9	222	75.6	63.7			
		23.535	6.40	2.87	222	30.2	288	74.5	62.7			
2000	0.917	6.643	0	—	—	90.7	140	53.5	49.1	大気吸入		
		15.048	4.22	1.89	215	58.3	200	75.0	68.0			
		18.599	5.57	2.50	201	48.3	240	76.0	69.0			
		22.683	6.73	3.02	206	37.4	272	74.1	67.4			

第 11 表

クラ ンク 室	掃気 ガイド 角	r.p.m.	K	$G_f$ mg/l/ サイクル	PS	$P_{me}$ kg/cm <sup>2</sup>	$b_o$ gr/PS/h	A/F	$t_{ex}$ C°	$\eta_{tr}$	$K \cdot \eta_{tr}$	備 考
+0.5l	90°	1200	0.920	10.968	0.28	0.21	1410	58.7	101	60.0	55.2	K=一定
				16.324	1.69	1.26	348	51.5	132	74.7	68.8	
				21.896	2.49	1.86	317	40.4	177	78.5	72.2	
				25.310	3.39	2.53	270	35.5	225	79.7	73.3	
		1600	0.876	8.123	0.39	0.22	1000	76.2	101	57.7	50.5	"
				14.334	2.58	1.45	267	54.7	148	73.0	63.9	
	1600	0.876	21.330	4.25	2.38	242	39.7	225	79.0	69.2	"	
			27.225	5.06	2.83	259	30.2	259	77.1	67.5		
	2000	0.856	8.159	0.35	0.16	1400	87.1	127	67.8	58.0	"	
			11.293	2.30	1.03	285	70.6	153	76.2	65.4		
			16.175	4.00	1.79	185	51.2	203	78.9	67.7		
			22.989	5.97	2.68	232	35.7	273	77.9	67.0		
60°	1600	0.877	8.103	0.04	0.02	9763	80.5	125	60.6	53.3	"	
			15.597	2.57	1.44	293	48.1	182	69.6	61.2		
			21.858	3.75	2.10	281	38.1	231	77.4	67.8		
			27.486	4.63	2.59	281	28.4	274	72.6	63.7		

第 12 表

クランク室	掃気ガイド角	r.p.m.	K	$G_r$ mg/l/ サイクル	PS	$P_{ms}$ kg/cm <sup>2</sup>	$b_o$ gr/PS/h	A/F	$t_{ex}$ °C	$\eta_{tr}$	$K \cdot \eta_{tr}$	備 考
+1.0l	90°	1200	0.934	10.410	0.32	0.24	1175	77.6	122	70.5	66.0	K=一定
				15.978	1.62	1.21	356	55.3	156	77.1	72.2	
				20.336	2.57	1.92	285	44.8	190	79.9	74.5	
				24.930	3.31	2.47	272	37.5	226	82.0	76.4	
		1600	0.974 0.982 0.977 0.963	3.648	0.17	0.10	1030	120.0	115	51.8	50.5	大気吸入
				15.404	2.83	1.59	262	57.2	144	73.8	72.5	
	1600	0.878	8.384	0.36	0.20	1120	78.2	127	61.0	53.4	K=一定	
			15.480	2.86	1.60	262	54.0	172	77.9	68.2		
			21.800	4.18	2.34	252	39.8	238	78.5	68.8		
			31.914	5.79	3.24	265	24.4	319	72.1	63.4		
	1600	1.090	8.303	0.24	0.13	1670	83.0	127	51.8	56.5	"	
			15.251	2.80	1.57	282	59.8	171	68.6	74.8		
			22.580	4.44	2.49	259	42.2	230	71.3	77.7		
	1600	1.285	4.183	0.24	0.13	840	185.2	123	49.3	63.1	"	
15.715			2.74	1.53	276	65.3	164	65.5	83.8			
23.305			4.34	2.43	258	45.8	215	68.0	87.7			
30.846			5.96	3.34	249	30.5	289	68.5	88.4			
2000	0.869	8.249	0.45	0.20	1104	72.0	145	55.9	48.6	"		
		11.825	2.33	1.04	305	64.3	176	72.1	62.4			
		16.020	4.00	1.79	241	53.0	206	79.8	69.3			
		22.071	5.56	2.49	239	38.6	277	79.6	69.2			
60°	1200	0.917	8.212	0.04	0.03	5912	91.0	121	66.2	60.7	K=一定	
			14.378	1.49	1.11	347	59.7	152	76.0	69.7		
			20.518	2.40	1.79	308	44.6	189	81.1	74.4		
			32.846	3.50	2.61	338	27.7	263	80.7	74.0		
		1600	0.980 0.991 0.977 0.969	7.554	0.01	0.006	3626	74.5	128	46.7	45.8	大気吸入
				15.276	2.57	1.44	285	54.6	174	67.4	66.8	
				21.716	4.06	2.27	257	40.6	229	73.6	71.9	
				27.948	4.75	2.67	283	30.6	268	71.6	69.4	
	1600	0.676	7.248	0.06	0.03	5798	71.2	129	62.0	42.1	K=一定	
			15.738	2.70	1.55	273	37.8	200	71.6	48.4		
			22.022	3.68	2.15	276	28.4	264	75.4	51.0		
	1600	0.874	7.564	0.04	0.02	9077	90.0	129	63.3	55.3	"	
			14.946	2.57	1.44	279	40.7	170	69.1	60.3		
			20.776	3.86	2.16	258	38.5	229	74.4	65.0		
31.798			5.44	3.05	281	22.2	309	75.2	65.7			
1600	1.081	7.910	0.05	0.03	7594	100.8	121	60.4	65.4	"		
		15.680	2.74	1.53	275	65.3	173	77.1	83.3			
		23.342	4.28	2.40	262	44.7	230	78.7	85.1			
1600	1.289	8.116	0.04	0.02	974	77.2	120	39.7	51.1	"		
		15.426	2.58	1.45	287	61.9	166	60.0	77.3			
		22.000	3.91	2.19	270	48.5	202	67.4	86.9			
		26.298	4.82	2.70	260	42.1	237	69.6	89.9			
2000	0.855	7.590	0.02	0.009	22770	85.5	142	61.7	52.8	"		
		12.396	2.41	1.08	309	60.8	176	71.6	61.2			
		17.076	4.03	1.81	202	46.5	225	75.6	64.6			
		23.742	5.75	1.58	248	33.5	288	75.7	64.7			

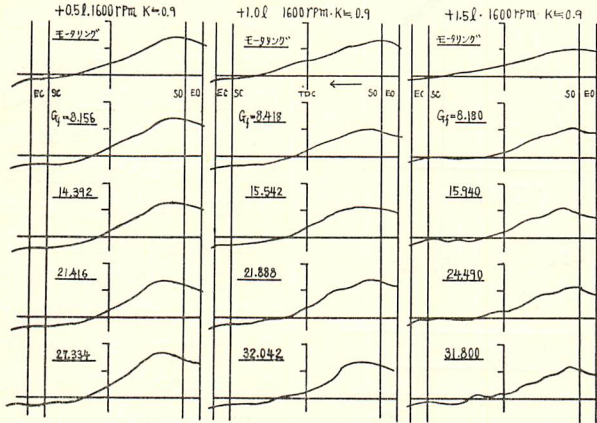
第 13 表

クラ ンク 室	掃気 ガイド 角	r.p.m.	K	$G_r$ mg/l/ サイクル	PS	$P_{me}$ kg/cm <sup>2</sup>	$b_o$ gr/PS/h	A/F	$t_{ex}$ °C	$\eta_{tr}$	$K \cdot \eta_{tr}$	備 考	
+1.5/	90°	1200	0.912	9.812	0.28	0.21	1261	75.9	124	66.8	60.6	K=一定	
				15.178	1.62	1.21	337	52.4	152	71.1	64.5		
				19.976	2.56	2.09	280	42.8	184	75.7	69.4		
					24.228	3.21	2.40	271	36.4	225	78.1	71.6	
		1600	0.879	8.180	0.19	0.11	2066	75.6	134	57.3	50.4	"	
	15.940			2.81	1.57	272	51.2	185	75.5	66.4			
	24.490			4.85	2.72	243	35.0	268	79.7	70.1			
					31.800	5.62	3.15	271	26.4	314	78.8	68.4	
		2000	0.866	8.160	0.30	0.13	1632	78.7	139	60.3	52.2	"	
13.548	2.95			1.32	275	57.8	186	73.6	63.7				
17.660	4.36			1.95	243	49.6	228	77.4	67.1				
				24.930	6.36	2.85	235	33.8	287	80.4	68.5		
	60°	1600	0.874	7.332	0.08	0.04	4399	89.0	124	61.1	53.2	"	
15.314				2.72	1.58	270	53.2	186	75.7	66.2			
20.502				3.77	2.11	261	41.7	226	79.6	69.6			
				25.648	4.64	2.60	265	33.5	276	79.6	69.7		

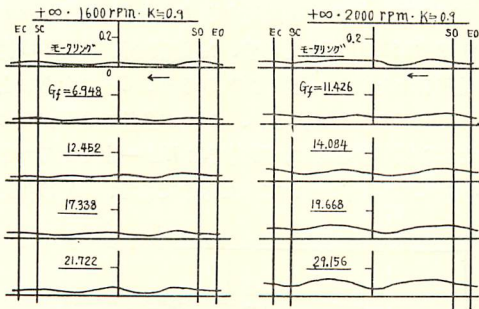
第 14 表

クラ ンク 室	掃気 ガイド 角	r.p.m.	K	$G_r$ mg/l/ サイクル	PS	$P_{me}$ kg/cm <sup>2</sup>	$b_o$ gr/PS/h	A/F	$t_{ex}$ °C	$\eta_{tr}$	$K \cdot \eta_{tr}$	備 考	
+∞ (掃気 ポン プ附)	90°	1200	1.530	13.050	1.14	0.85	411	78.2	95	53.7	82.4	K=一定	
				17.126	2.00	1.49	254	86.0	104	60.2	92.1		
				19.204	2.79	2.08	204	61.2	126	62.6	95.8		
				20.670	3.06	2.28	202	59.0	134	65.2	99.8		
				23.526	3.86	2.88	181	53.4	160	66.8	102.2		
				27.634	4.68	3.50	177	47.4	186	69.8	106.8		
		1600	0.693	6.444	0.09	0.05	3596	108.4	97	82.6	57.2	"	
	10.300			1.37	0.77	361	68.6	133	83.5	57.9			
	15.350			2.82	1.58	261	47.6	197	85.8	59.5			
					22.998	3.98	2.23	277	33.0	290	88.9	61.7	
		1600	0.898	6.948	0.30	0.17	1095	112.8	88	69.8	62.6	"	
	12.452			2.45	1.37	245	73.2	140	81.4	73.0			
	17.338			3.66	2.05	230	53.4	193	83.8	75.3			
					21.722	4.55	2.55	233	42.3	233	83.2	74.8	
		1600	1.120	6.840	0.13	0.07	2544	116.2	87	57.9	64.8	"	
	12.200			2.30	1.29	254	80.8	133	72.1	80.8			
	17.260			3.84	2.15	215	64.2	176	80.6	90.3			
					20.000	4.38	2.45	222	56.4	206	82.0	91.8	
				32.042	5.79	3.24	265	36.0	292	83.6	93.6		
	2000	0.926	11.426	2.21	0.99	311	79.8	132	80.4	74.0	"		
14.084			3.32	1.49	254	65.5	176	81.4	75.1				
19.668			5.31	2.38	223	47.3	253	81.4	75.7				
				29.156	6.57	2.95	267	32.4	360	82.6	76.8		
	60°	1200	1.540	8.414	0.41	0.30	739	80.9	82	48.0	73.9	"	
14.680				1.78	1.33	297	61.2	104	63.4	97.6			
18.144				2.48	1.85	263	51.7	116	66.2	101.9			
				21.584	3.36	2.51	231	45.3	150	68.9	106.1		
				23.540	3.82	2.85	222	40.5	158	67.4	103.8		
	1600	0.694	6.848	1.69	0.95	194	150.0	125	92.1	63.9	"		
12.100			2.90	1.62	200	66.3	175	94.3	65.4				
16.936			4.00	2.24	208	37.6	252	93.0	64.7				
				21.126	4.40	2.47	230	37.2	302	91.8	63.9		

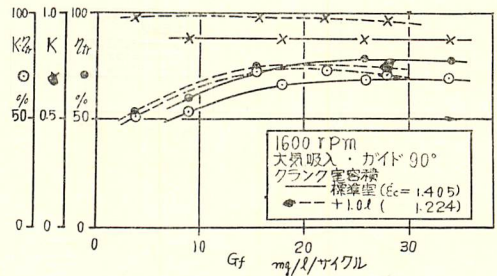
1600	0.877	5.74	0.48	0.27	626	137.0	88	70.2	61.6	"
		10.78	2.48	1.39	224	88.5	142	86.8	76.1	
		15.90	3.76	2.11	203	64.8	189	92.0	80.7	
		19.32	4.50	2.52	221	52.2	246	90.0	79.0	
1600	1.104	6.88	0.54	0.30	611	129.5	83	65.6	72.4	"
		12.84	2.92	1.64	211	90.5	147	86.1	95.1	
		16.92	3.67	2.06	221	66.3	166	82.5	91.2	
		20.40	4.58	2.57	214	52.2	200	78.6	86.8	
1600	1.309	9.478	1.34	0.75	340	92.6	98	54.5	71.3	"
		13.390	2.79	1.56	230	80.8	115	67.4	88.1	
		19.044	4.32	2.42	210	64.5	166	76.2	99.8	
		25.600	5.80	3.25	212	43.0	226	68.5	89.7	
2000	0.926	7.526	0.67	0.30	664	109.1	112	70.3	65.1	"
		11.344	2.68	1.21	252	79.3	150	79.0	73.2	
		12.850	3.38	1.51	228	70.3	167	79.3	73.4	
		17.312	4.25	1.90	235	53.5	218	81.8	75.3	



第 39 図



第 40 図

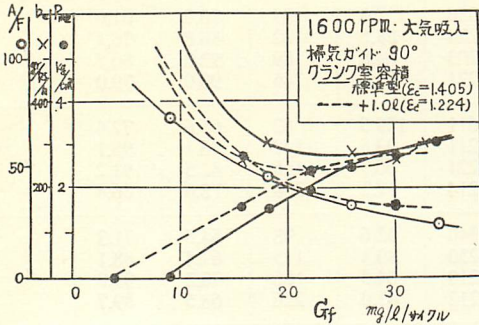


第 41 図

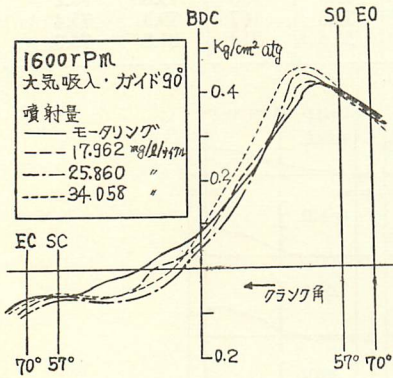
これについては (iv) で述べる。

$K$  は  $n$  一定ならばほぼ一定で、 $G_f$  の大きいところでわずかに低下する。これは  $G_f$  増とともにクランク室の温度が高くなり、ガスの粘性上昇による流動抵抗は増しクランク室充填効率が低下するためである  $\eta_{tr}$  曲線は  $G_f$  の小さいところでは低く、 $G_f$  増とともにし

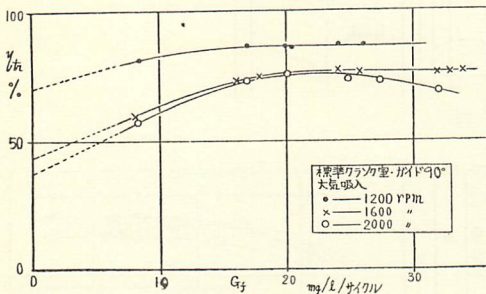
だいに上昇し後フラットになる。これは主として給気と残留ガスとの温度の関係によるものと見られ、これについては I-§3-2. (ii) に述べたとおりである。このさいの掃気圧力変化が第 43 図であるが、 $G_f$  が変わつても  $P_{so}$ ,  $P_{sc}$  とともに大差なく、 $\eta_{tr}$  曲線を裏づけるような規則的な変化もあらわれていない。したがって  $\eta_{tr}$  の変化は  $n$  一定、 $K$  もほとんど一定のときは主と



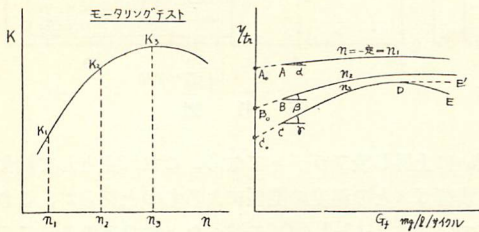
第 42 図



第 43 図



第 44 図



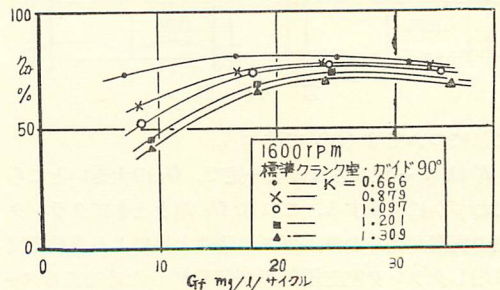
第 45 図

して温度変化の影響によつておこるもので、圧力の変化としてはほとんどあらわれない。回転数の異なる大気吸入運転結果が第44図で、この傾向をモデル化して画

いたのが第45図である。図の左側に機関をモータリングしたときの  $n-K$  関係を併記した。一般に  $K$  はある rpm で最大値となる上に凸な曲線の変化をする。いま  $K_1 < K_2 < K_3$  とし、充填効率が  $n$  にかかわらずほぼ一定と考えると、 $\eta_{tr} \propto 1/K$  となり  $n_1$  では  $\eta_{tr}$  は大きく、 $n_3$  では小さいことが予想され、モータリング時の  $\eta_{tr}$  として  $G_f=0$  線上の  $A_0, B_0, C_0$  点のごとき配列となるはずである。第44図を見るとほぼこの傾向が成立していると見ることが出来る。 $\eta_{tr}$  曲線の上昇の傾向  $\angle \alpha, \angle \beta, \angle \gamma$  は  $K$  が大きいほど大きい。これは  $K$  が大きいほど掃気ははじめのシリンダ内残留ガス量に比べ給気の量が多いため残留排気の冷却効果が目立つてあらわれ、掃気終りに新気の占める空間が増加してゆくことによるものである。

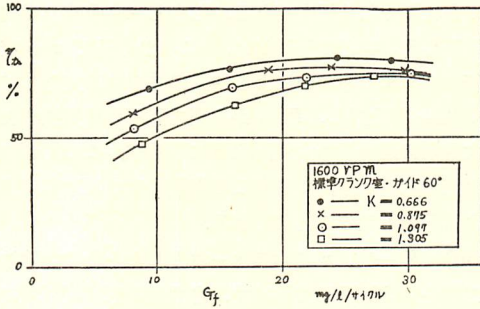
ディーゼル機関で  $G_f$  を変えることは空燃比、負荷、シリンダ内ガス温度を変えることを意味する。第42図を見ると  $A/F$  比は 100~20 の広範囲に変化している。供試機関で  $A/F=50$  までは  $\eta_{tr}$  は上昇の傾向で 50 以下になるとフラットになつた。ただし第44図中の 2000 rpm 線に見るように  $n, G_f$  が大きくシリンダ内ガス温度がいちぢるしく高くなると、シリンダ内に一応は入つた新気が受熱膨脹して吹き抜ける量が目立つて多くなり  $\eta_{tr}$  線は低下する。この部分は  $A/F$  比 25 付近以下であつて、排気煙がはなはだしく使用に耐えないいどの状態である。

(ii)  $n$  一定で  $K$  をパラメータとしたとき、 $G_f-\eta_{tr}$  関係を第46, 47図、 $G_f-K-\eta_{tr}$  関係を第48, 49図、第46図の運転状態の  $G_f$  に対する  $b_0$  gr/PS/h,  $P_{me}$  kg/cm<sup>2</sup> を第50, 51図にしめす。 $\eta_{tr}$  曲線の傾向は第45図で説明したとほとんど同じであるが、 $G_f$  の大きいところで低下の傾向が大きい。これは前者では  $K$  がわづかながら低下するのに、後者では  $K$  が一定であるため  $\eta_{tr} \propto 1/K$  の傾向がきいて来たものである。 $K$  の相違



第 46 図



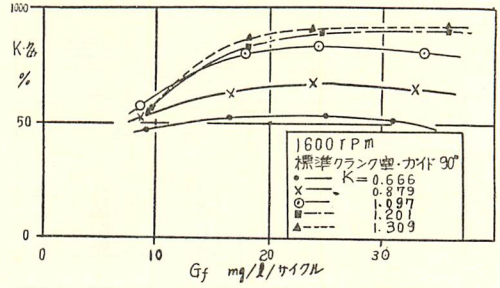


第 47 図

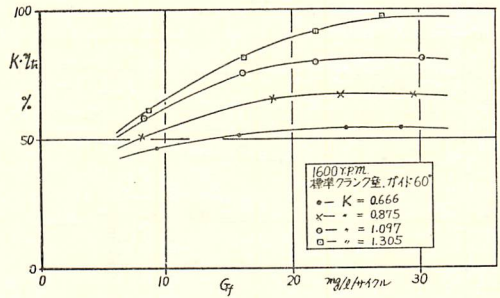
する曲線間の関係を見ると  $K$  が小さいほど  $\eta_{tr}$  は大きい。曲線間の開きは  $G_r$  の小さいところでは大きく  $G_r$  が大きくなると接近する。充填効率  $K \cdot \eta_{tr}$  はシリンダ内充填ガス量が同じなら掃気効率にひとしくなる値であつて、掃排気孔の開閉が第 23 図のごとく対称型の機関では充填量に大差ないと考えられるから、 $K \cdot \eta_{tr}$  値によつて掃気の良い否をほぼ判断することができるが、図から見て  $G_r$  のごく小さいところでは不明瞭であるが、一般的に  $K$  が大きいほど掃気は良い。ただし  $K \approx 1.2$  以上では良くなる傾向はわづかである。

第 50 図を見ると  $G_r$  の小さい範囲、つまり低負荷では  $K$  が小さくて  $K \cdot \eta_{tr}$  が小さい方が  $b_0$  は少なく、 $P_{ms}$  は高い。供試機関は 1600 rpm、大気吸入運転のばあい  $K \approx 0.88$  であつたから、 $K = 0.666$  のときは吸気を絞つた運転状態である。このように低負荷で吸気をわづか絞つた方が性能のよい傾向はディーゼル機関に一般的に適用できることである。すなわちディーゼル機関では低負荷時  $A/F$  比は 60~100 にもおよぶため過薄となりやすく、吸気を絞つた方がかえつて適当な  $A/F$  比となることを意味する。 $G_r$  が非常に大きいところでは反対に  $K$  が大きく、 $K \cdot \eta_{tr}$  が大きいほど掃気が良好で性能が良い。ただし実際機関で  $K$  を大きくするには別に過給のための送風機を必要とするわけで、図の曲線はその所要動力を差引いてないが、試みに図中の  $K = 1.201$ 、 $G_r = 35 \text{ mg/l/サイクル}$  の点について送風機断熱効率 80% として圧縮仕事を計算し、これを差引いた  $P_{ms}$  値を求め図示すると ◆印であるがその差はわづかで、やはり  $K$  が大きい方が性能がすぐれている。

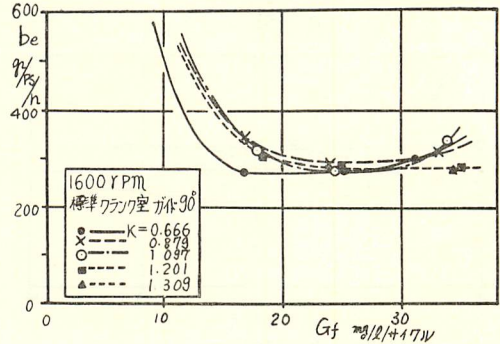
第 46 図のばあいの掃気圧力を解析したのが第 52~55 図である。 $K$  一定なら  $G_r$  の増加とともに  $P_{s0}$ 、 $P_{max}$  はしだいに増加し、 $\alpha_{max}$  はばらつきがひどいが大よそわづかに増加の傾向と見ることが出来る。これ



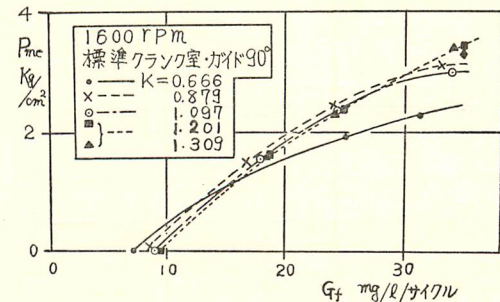
第 48 図



第 49 図

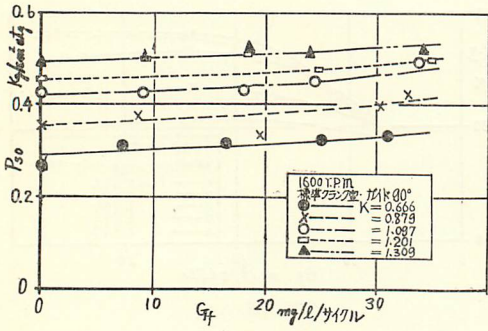


第 50 図

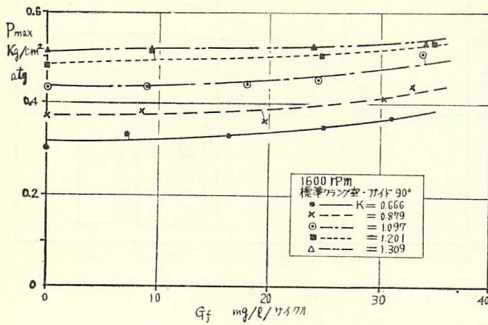


第 51 図

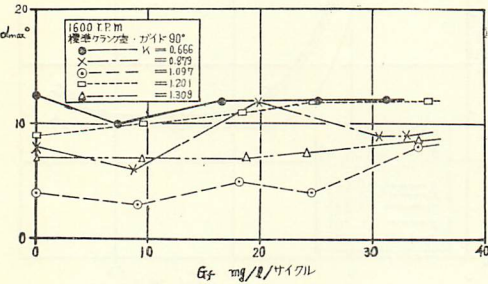
は  $G_r$  とともにシリンダ内残留ガス温度、圧力が上昇し、クランク室への吹き戻しが多くなるためである。これに反し  $P_{sc}$  は  $G_r$  が変わつてもほとんど変化しな



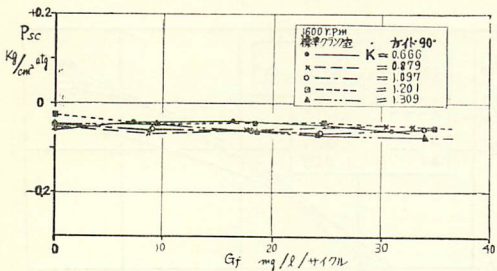
第 52 図



第 53 図



第 54 図



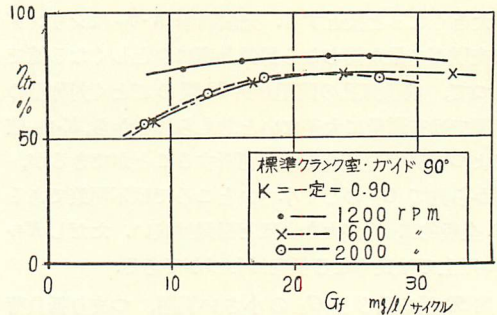
第 55 図

い。

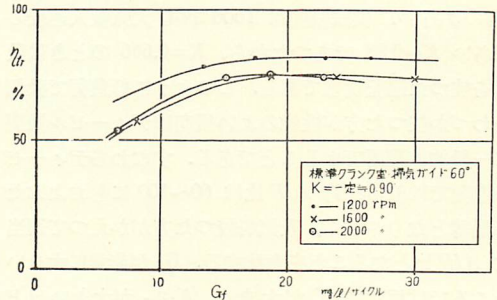
$K$  の異なる線相互の関係をみると、 $K$  が大きいほど  $P_{80}$ 、 $P_{max}$  は高くなるが、 $P_{sc}$  には目立つ傾向はあらわれない。強いて言えば、第 55 図の  $G_f=0$  (モータリング) 線上の点の配列から見て  $K$  とともに  $P_{sc}$  は

わずかに高くなる傾向である。しかし  $\eta_{tr}$  曲線の傾向を説明しうるほどの差はない。これから見て  $n$  一定運転のとき  $K$  のちがいはによる  $\eta_{tr}$  のちがいは主として  $P_{80}$ 、 $P_{max}$  が上昇し、 $P_{max}$  から圧力降下し掃気孔閉より大分前に過膨脹し大気圧以下に下がるが、この期間の掃気流の流動状態、つまりこの期間の吹きぬけの多少によるものと見ることが出来る。

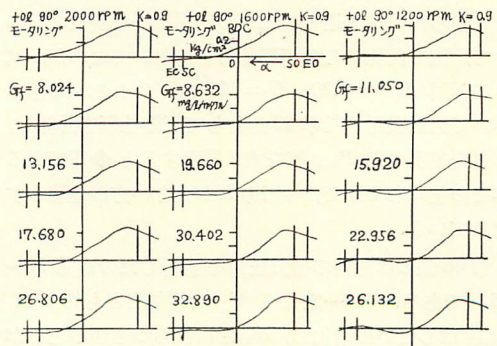
(iii)  $K$  一定、 $n$  をパラメータとしたとき。実験結果二例を第 56, 57 図にしめす。各曲線の形は (i) 項でのべたと同ようであるが、1200 rpm の曲線が目立つて高い位置にある。第 56 図のばあいの掃気圧力変化が第 58 図で、1200 rpm では掃気圧力が一度過膨脹に



第 56 図



第 57 図

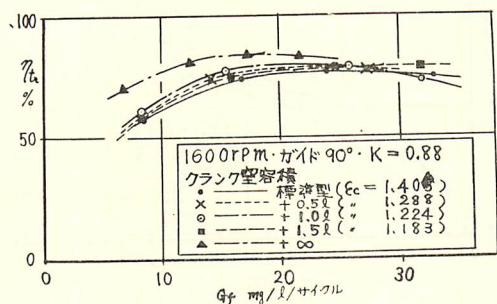


第 58 図

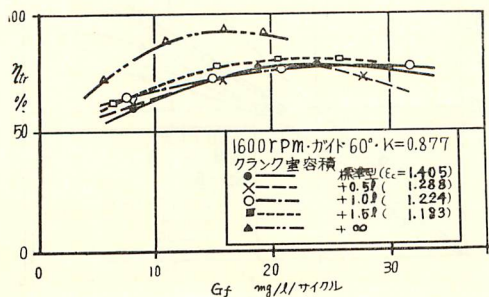
達してからさらに上昇し、丁度掃気孔閉の時期に圧力の小山を生じている。これは排気系中のガス柱の脈動波の山が丁度この時期に同調しているもので、したがって  $P_{so}$  は低いにかかわらず  $P_{sc}$  は明らかに高い。この値が  $\eta_{tr}$  値を高くしているものと判断される。この圧力波の同調は  $n$  によつて変化するものであるが、クランク室圧縮型機関では掃気圧力の降下過程に脈動波が強く誘起されること。  $P_{sc}$  が大気圧付近の値でその差が大きいことから、脈動効果によつて  $\eta_{tr}$  値が大きく左右されることがわかる。

(iv) クランク室圧縮比をパラメータとしたとき、  $n, K$ , 掃気ガイド角一定としクランク室圧縮比、したがつてクランク室容積をパラメータとしたときの  $G_f - \eta_{tr}$  が第 59, 60 図,  $G_f - K \cdot \eta_{tr}$  が第 61, 62 図である。曲線の傾向は (i) とほぼ同ようである。図中の  $+\infty$  というのは掃気ポンプ付のばあいであるが  $\eta_{tr}$  値がいちおしく高い。このことは両掃気方式の大きな相違点の一つである。

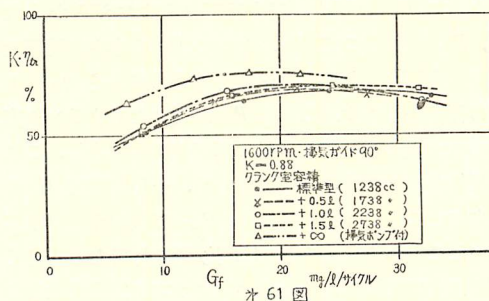
一般的に見てクランク室容積が大きいくほど、すなわち  $\epsilon_c$  が小さいほど  $\eta_{tr}$  は大きくなつていく。これは  $P_{so}$  が低くなり、圧力降下曲線はなだらかで大気圧以下への過膨脹の度は少なく、したがつてこの期間の吹き抜けが少なく、しかも  $P_{sc}$  は反対に高くなることに



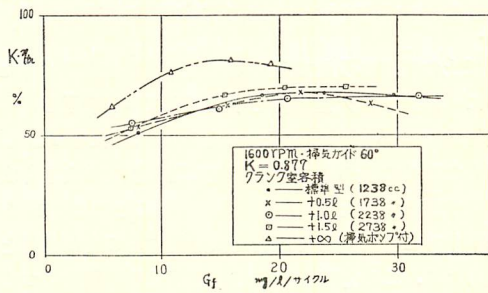
第 59 図



第 60 図



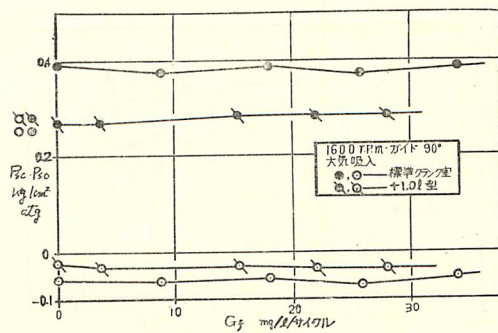
第 61 図



第 62 図

基づくものである。  $P_{sc}$  の上下と  $\eta_{tr}$  とがここでは対応する。

実際機関では大気吸入するのが普通であるが、クランク室容積が大きくなるとクランク室圧縮比が小さくなり、  $P_{so}$  は低くなる。静的に考えれば  $K$  は一定または  $P_{so}$  が低いことのためいくらか低くなることが考えられるが、給気系、排気系の脈動系が変化するため回転数によつては  $K$  の値は逆に高くなることもある。第 41, 42 図は大気吸入運転時の  $+0l, +1.0l$  型を比較したもので、第 63 図は  $P_{sc}, P_{so}$  である。一般にクランク室容積を大きくすると  $n-K$  曲線の山は低速度域に移動するが、供試機関で  $K$  の最大値は  $+0l$  型で 1800 rpm 付近、  $+1.0l$  型で 1600 rpm 付近であつた。よつて 1600 rpm では  $+1.0l$  型の方が  $K$  が大きい。



第 63 図

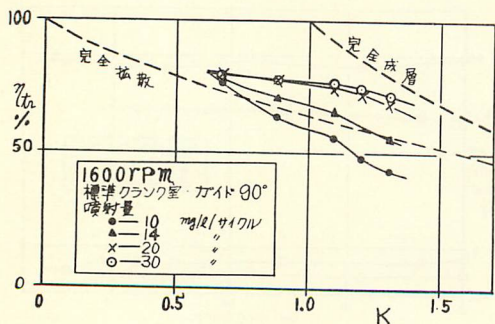
しかるに  $P_{so}$  は低く、圧力降下曲線はなだらかとなり、 $P_{sc}$  はかえって高い。よつて  $G_r$  の小さい範囲では  $\eta_{tr}$  も高い。しかし  $G_r$  が増すと早くから  $\eta_{tr}$  は低下の傾向をしめす。これは  $P_{so}$  が低いためクランク室への吹き戻しが増加し多量の新旧ガスが混合し、これで掃気されるための低下であろう。+1.0 l 型で  $G_r$  の小さいところで  $b_0$  は少なく、 $P_{me}$  は高いが、(ii) に述べたことから考えると  $A/F$  比が過大でむしろ悪くなるはずであるが、このさいはクランク室圧縮仕事の減少が目立つて大きく作用してこのような結果になる。

以上の傾向から見て高速度高出力機関を実現するためには、クランク室容積を小さくして  $\epsilon_c$  を増し、高回転域に  $n-K$  曲線の山を生ぜしめ、このため  $P_{so}$  が高くなりその後の圧力降下が急で過膨脹が大きく吹き抜けがますことや、 $P_{sc}$  が低下することにより  $\eta_{tr}$  が低下することに対しては別途に対処することが必要と見られる。この方法として圧力降下過程の制御、つまり掃気孔管制や、脈動効果を利用して  $P_{sc}$  を増す方法などが有力な手段と考えられる。

(v) 掃気ガイド角を変えたとき。第46と47図、第56と57図、第59と60図を比べてみると  $G_r$  増につれての  $\eta_{tr}$  の上昇は  $90^\circ$  型の方が急で、フラットな部分が  $G_r$  の広い範囲にわたっている。これは  $90^\circ$  型の方が掃気流れがピストン頂面やシリンダ内面などで十分に誘導され、流れが安定で、しかも排気孔に向つて流れにくいからである。けつきよく  $60^\circ$  型の方がシリンダ内のガス条件に敏感で、ある条件の  $G_r$  値では  $\eta_{tr}$  が高いがそれを外れると  $\eta_{tr}$  が急に低下する。

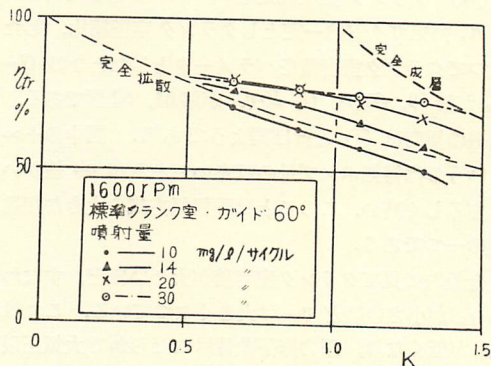
4-2. 給気比の影響

クランク室容積、掃気ガイド角、回転数を一定とし給気比をいろいろ変えたとき、 $G_r$  をパラメーターとした  $K-\eta_{tr}$  関係例を第64、65図、 $K-K\cdot\eta_{tr}$  関係を第

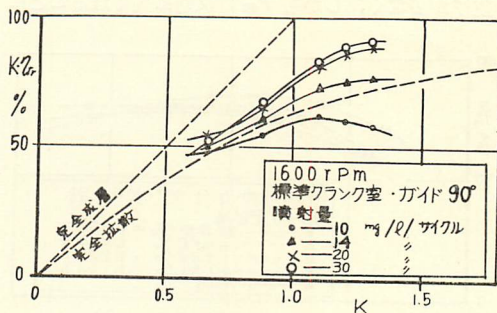


第 64 図

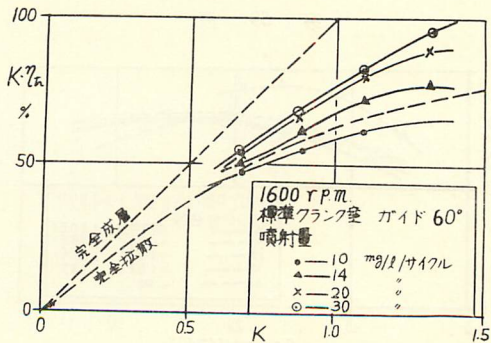
66, 67 図にしめす。図中に完全拡散、完全成層の理論曲線も記入した。  $K$  の上昇とともに  $\eta_{tr}$  は低下し、 $K\cdot\eta_{tr}$  は上昇する。つまり  $K$  の上昇とともに掃気状態は良くなる。また  $K$  が小さいときは完全拡散線に近く、 $K$  が大きいときは  $G_r$  が小さければ完全拡散線に近く、 $G_r$  が大きいと完全成層線に漸近してゆく、これは  $K$  が大きくなるほど新気核の占める部分が增大するためであろう。掃気ガイド角  $90^\circ$  型と  $60^\circ$  型を比べてみると  $K$  の増加に対する  $K\cdot\eta_{tr}$  値の増加は  $90^\circ$  型では早くゆるやかになり、 $60^\circ$  型は直線的に上昇する。したがつて  $K$  をいちぢるしく大きくし得るときは  $60^\circ$  型



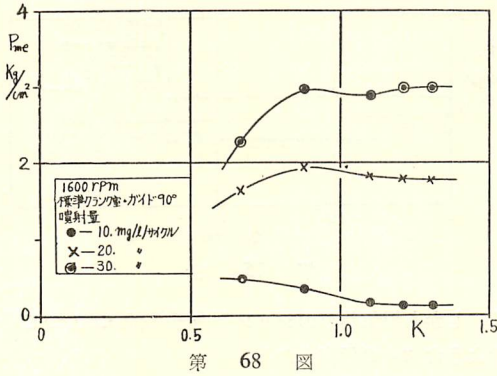
第 65 図



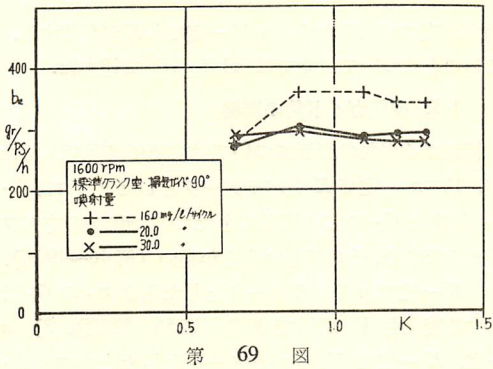
第 66 図



第 67 図



第 68 図



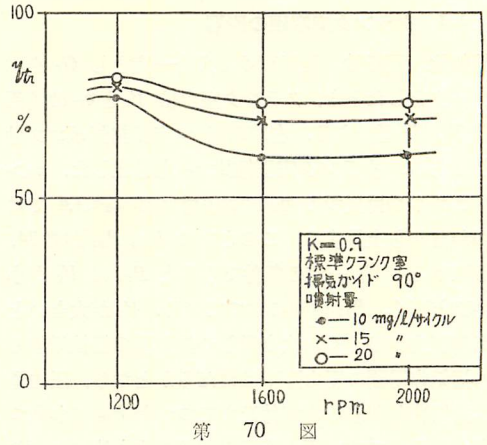
第 69 図

の方が掃気は良好である。

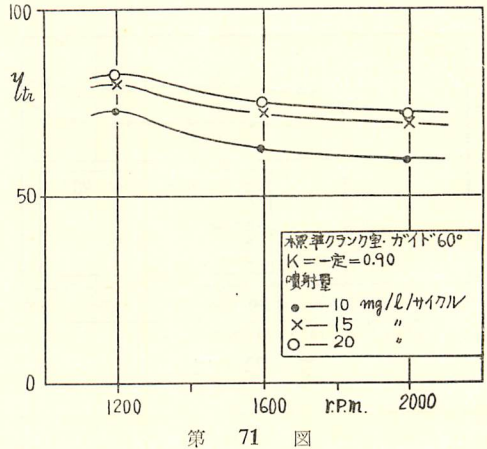
第 64 図の状態に対する  $P_{me}$ ,  $b_0$  を第 68, 69 図に示した。 $P_{me}$  は  $G_r$  の小さいときには  $K$  の増加とともに加えて低下している。これは  $A/F$  が過大なため、すでに §4-1-(ii) に述べた。 $G_r$  の大きいときは  $K$  の増加とともに  $P_{me}$  は増大することが考えられるが測定の結果はある  $K$  の値 (やく  $K=0.9$ ) までは増すが、それ以上ではフラットになった。これは燃料噴射時期や、噴霧の状態などが不適当になり燃焼状態がわるくなったためであろう。 $b_0$  は  $K$  の小さいとき少く、 $K$  が増すと増大し後フラットになり、 $K$  がいちじるしく大きいところではやや下る。以上によつて  $K$  が大きいほど掃気は良くなるが、噴射時期その他の条件がこれに適合しなければ性能が比例的に良くなるとはかぎらない。

### 4-3. 回転数の影響

クランク室容積、掃気ガイド角、給気比を一定とし  $G_r$  をパラメーターとしたときの  $n-\eta_{tr}$  を第 70, 71 図に示す。 $K$  が一定であるから掃気孔開までの新気の状態は同一と見ることができ、排気系は大気放出の状態であるから、その中のガス柱の脈動効果はこの



第 70 図



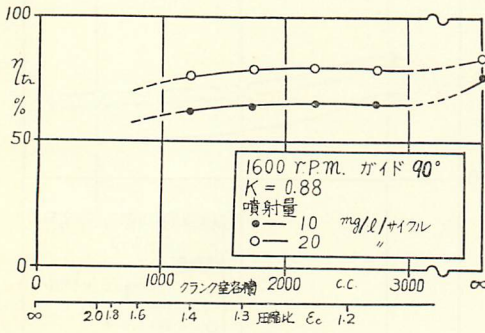
第 71 図

中に含まれている。すなわち 1200 rpm のとき  $\eta_{tr}$  値のいちぢるしく高いのは脈動圧力波が掃気孔開の時期に同調したためであることはすでに §4-1-(iii) に述べたとおりである。

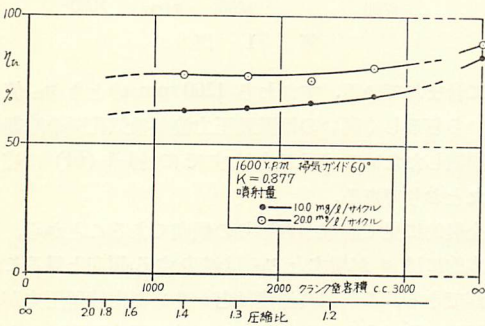
全般的に見て曲線が右下りの傾向であることから、基本的には  $n$  が増すと  $\eta_{tr}$  は減少する傾向と見ることができ、これは高速度ほどシリンダ内残留圧力が上昇し、 $P_{so}$ ,  $P_{max}$  は高く、その後の圧力降下は急となり過膨脹が大きく、そのため  $P_{sc}$  が加えて低くなることに基因するものである。実際機関では大気吸入であり、吸気系も脈動効果に参加するから  $n$  とともに  $K$  も複雑に変化する<sup>27)</sup>。したがって  $n-\eta_{tr}$ ,  $K-\eta_{tr}$  関係とともに  $n-K$  関係も総合して考えなければ性能の改善を計画的に進められない。ガイド角  $90^\circ$  型と  $60^\circ$  型を比べてみると  $n$  増に対する  $\eta_{tr}$  低下の傾向は  $90^\circ$  型の方が少なく、したがって高速度機関には  $90^\circ$  型の方が適していると見られる。

4-4. クランク室容積の影響

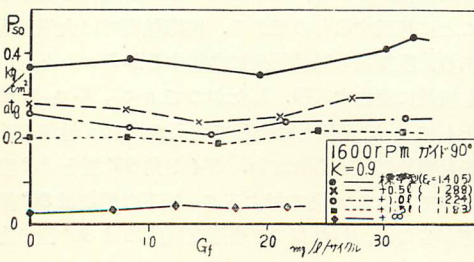
給気比, 回転数, 掃気ガイド角を一定とし  $G_r$  をパラメータとしたとき, クランク室容積  $V_c$  と  $\eta_{tr}$  の関係が第 72, 73 図である. 右端の  $\infty$  点は掃気ポンプ付の値である. クランク室圧縮比  $\epsilon_c$  も付記した.  $\epsilon_c > 1.4$  ではやや目立って  $\eta_{tr}$  は減少するが  $\epsilon_c < 1.4$  ではわづかながら上昇する. このさいの  $P_{so}, P_{sc}$  が第 74, 75 図である.  $G_r$  一定の条件でみると  $P_{so}$  は  $V_c$  が小さいほど高く,  $P_{sc}$  は逆になつている.  $V_c$  が大きいと掃気初圧力はひくく, 吹き戻しや排気系の抵抗増加のため掃気作用間の圧力降下はなだらかとなり, 圧力降下は掃気孔が閉じる時期付近までつづき  $P_{sc}$  はかえつて高くなる. つまり圧力降下過程間の吹き抜けが少な



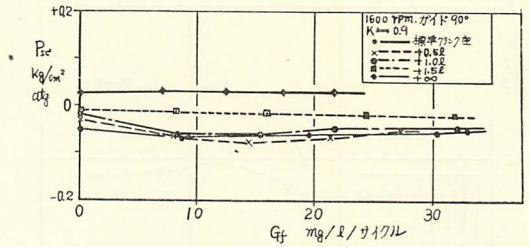
第 72 図



第 73 図



第 74 図



第 75 図

く, しかも掃気終りのシリンダ内圧は高い. よつて図のような  $\eta_{tr}$  の傾向となる.

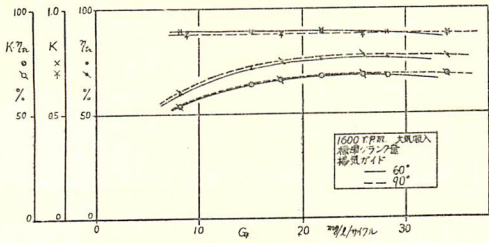
大気吸入運転のばあいには,  $V_c$  の変化につれて脈動系が變つて来るから,  $n$  は一定でも  $K$  が變化する. このことについてはすでに §4-1-(iv) で述べた.

4-5. 掃気ガイド角の影響

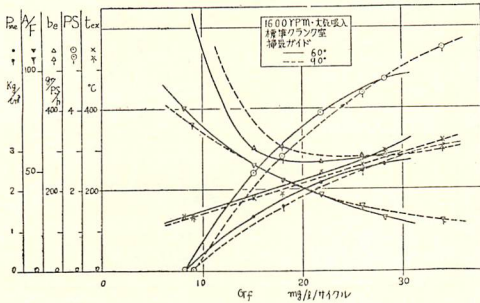
掃気ガイド角の影響についてはすでに各所でふれたが, 1)  $n$  一定で  $K$  をパラメータとしたとき  $\eta_{tr}, K \cdot \eta_{tr}$  曲線は  $G_r$  の広い範囲にわたつて  $90^\circ$  型の方がフラットであり, その値もいづらか高い (第 46~49 図). 2)  $K$  一定で  $n$  をパラメータとしたとき  $\eta_{tr}$  の  $G_r$  に対する変化も 1) 同様である (第 56, 57 図). 3)  $n$  一定,  $K$  一定で  $V_c$  をパラメータとしたとき  $\eta_{tr}, K \cdot \eta_{tr}$  は  $G_r$  の変化に対し  $90^\circ$  型は広い範囲にわたりフラットで,  $60^\circ$  型はフラットな範囲が少ない (第 59~62 図). 4)  $n$  一定,  $G_r$  一定のとき  $K$  の増加につれて  $60^\circ$  型は直線に近い上昇をするが,  $90^\circ$  型は  $K$  の大きいところでやや急に低下する. つまり  $60^\circ$  型の方が  $K$  の変化に鈍感である. したがつて過給するばあいは  $60^\circ$  型が, 大気吸入運転には  $90^\circ$  型が適当である (第 66, 67 図). 5)  $K$  一定,  $G_r$  一定で  $n$  を変えたとき  $n$  の増加にともなう  $\eta_{tr}$  の低下は  $60^\circ$  型の方が大きい. よつて高速度機関には  $90^\circ$  型が適する (第 70, 71 図). 6)  $V_c$  の変化に対する  $\eta_{tr}$  値は  $60^\circ$  型の方が鈍感である (第 72, 73 図).

大気吸入運転時の性能試験一例を第 76, 77 図に示した.  $K$  の値は  $90^\circ$  型の方がわづかに少ないが,  $G_r$  の増加にともなう  $K$  の低下の傾向は少ない. これは  $90^\circ$  型の方が流れの抵抗が大きく, 掃気がシリンダには入りにくく, またクランク室への吹きかえしでクランク室容積効率が低下することも少ないことをあらわす.  $90^\circ$  型の方が  $\eta_{tr}$  は  $G_r$  の広い範囲にわたりフラットであるが,  $G_r$  の小さいところでは  $A/F$  比が過大となり性能はかえつて悪く,  $b_{me}$  は小さい. ここでは給気を絞つた方がよい.  $G_r$  の大きいところでは  $90^\circ$

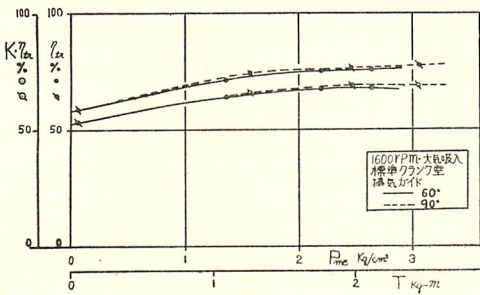
型の方が  $\eta_{tr}$  も高く性能もよい. 第 78 図は  $P_{me}-\eta_{tr}$ ,  $P_{me}-K \cdot \eta_{tr}$  関係で,  $G_f$  基準に書いた曲線と傾向は一致し, ほぼ  $P_{me} \propto G_f$  の傾向をしめしている. 第 79 図



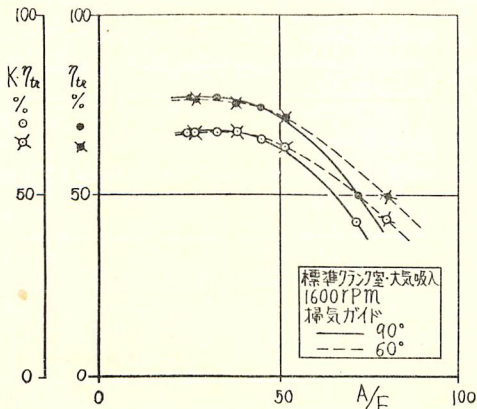
第 76 図



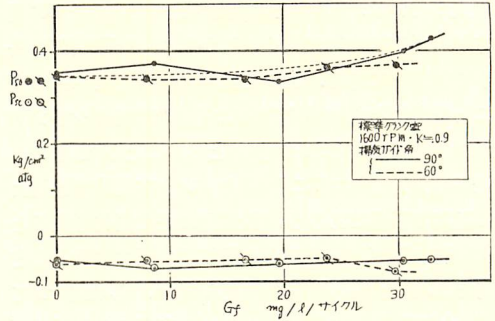
第 77 図



第 78 図



第 79 図



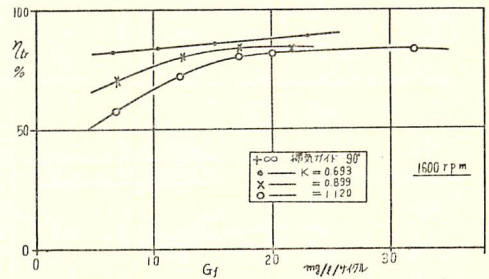
第 80 図

は  $A/F-\eta_{tr}$ ,  $-K \cdot \eta_{tr}$  図で  $A/F$  比が 40 以下になると  $\eta_{tr}$ ,  $K \cdot \eta_{tr}$  ともにほぼ一定になる.  $P_{so}$ ,  $P_{sc}$  値が第 80 図で,  $P_{so}$  は  $90^\circ$  型が高いが,  $P_{sc}$  についてはほとんど差はない.

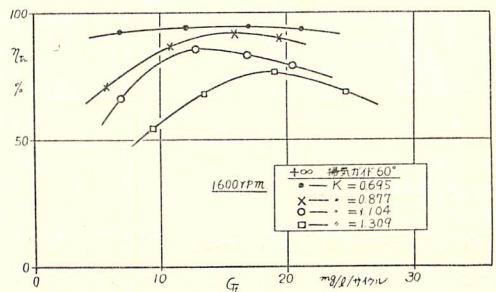
### §5. 掃気ポンプ付機関の掃気特性

#### 5-1. 燃料噴射量の影響

$n$ ,  $K$ , 掃気ガイド角を一定としたときの  $G_f-\eta_{tr}$  関係が第 81, 82 図である.  $\eta_{tr}$  は  $G_f$  の少ないときは小さく,  $G_f$  が増すにつれてしだいに上昇し, フラットになり,  $G_f$  の大きいところでは再び低下する傾向や,  $K$  が小さいほど  $\eta_{tr}$  曲線が上になる傾向はクランク室圧縮型と同様であるが  $\eta_{tr}$  の絶対値は高い. 又フラットな部分が少なく山形になり, その山の両側での低下



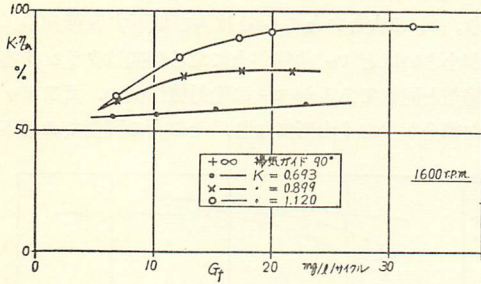
第 81 図



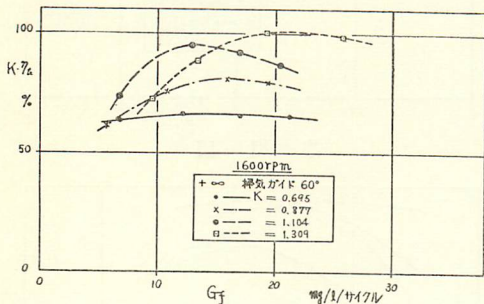
第 82 図

が目立っている。90°型と60°型を比べてみると60°型の方が山形がはなはだしく、しかも $\eta_{tr}$ の最高値は $G_r$ の小さい範囲にある。よつて広い $G_r$ 範囲で $\eta_{tr}$ の高いことを望むときは90°型がよく、60°型はシリンダ内ガス条件に左右されやすいとみることができる。 $\eta_{tr}$ がはじめ上昇することはクランク室圧縮型と同ように温度の影響であろう。掃気間の圧力変化を見ると第40図のごとく $P_{so}$ はひくく掃気間の圧力はほとんど一定で、 $P_{so}$ と $P_{sc}$ はあまり変わらない。したがつて $P_{sc}$ は大気圧以上であり、クランク室型の大気圧以下という値に比べるとはるかに高い。これが $\eta_{tr}$ の最高値が高い主な原因である。 $G_r$ の大きいとき $\eta_{tr}$ が急に下るのは $P_{sc}$ が高いこととシリンダ内ガス温度の上昇とが重なつて、掃気孔閉から排気孔閉までの期間の吹き抜けが目立つて大きくなるからである。

$G_r \cdot K \cdot \eta_{tr}$  関係を第83, 84図に示したが曲線の傾向は $\eta_{tr}$ と同ようである。第84図で $K \cdot \eta_{tr}$ が100%を越すばあいもあることが見られるが、このことは掃気ポンプ付機関では給気比を大きくすると過給することも可能なことをしめしている。



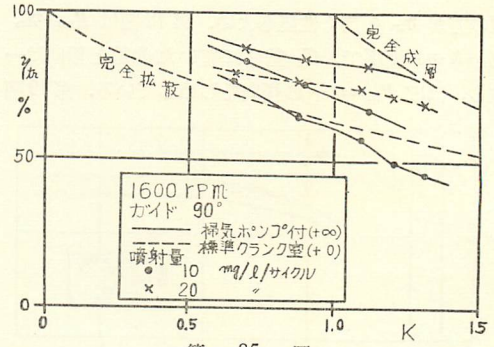
第 83 図



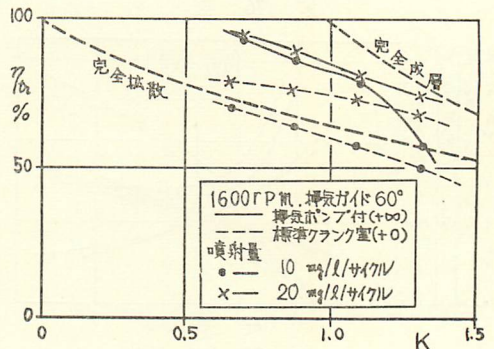
第 84 図

5-2. 給気比の影響

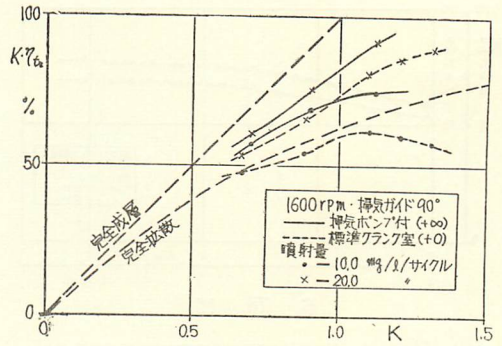
$K \cdot \eta_{tr}$ ,  $K \cdot K \cdot \eta_{tr}$  の例が第85~88図である。 $\eta_{tr}$ は $K$ とともに比較的直線に近い線で低下し、 $K$ の小さいところでは完全拡散線に近く、 $K$ の増加とともに完全



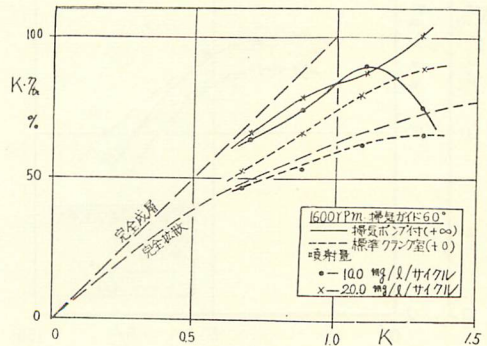
第 85 図



第 86 図



第 87 図



第 88 図



成層線に近づいてゆく。また充填効率  $K \cdot \eta_{tr}$  は  $G_f$  の大きいとき  $K$  とともに上昇し、 $60^\circ$  型では  $100\%$  以上にもなりうることをしめしている。ただし  $G_f$  の小さいときにはいちぢるしく不規則であり、条件がちがうと掃気状態が大きく左右される傾向がある。

5-3. 回転数の影響

$n$  をパラメータとしたときの  $G_f \cdot \eta_{tr}$ ,  $G_f \cdot K \cdot \eta_{tr}$  の例が第 89 図である。クランク室圧縮型ではこの図の運転条件に相当するとき第 56 図のごとく、 $1600, 2000$  rpm ではほとんど差はなかつたが、図では  $2000$  rpm の  $\eta_{tr}$  が低い  $G_f$  から高く、しかもその曲線がフラットである。掃気圧力変化を第 40 図にしめしたが、これから  $P_{so}, P_{max}, P_{sc}$  をとつたのが第 90 図で、 $2000$  rpm の方がいづれも高い。 $P_{so}, P_{max}$  が高いことは単位時間当り給気量が多いから当然予期されることであるが、 $P_{sc}$  も同ように高いことは掃気ポンプによる掃気方式の大きな特徴である。 $P_{sc}$  が高ければ、掃気孔閉から排気孔閉までの時間が短いことと相まって当然  $\eta_{tr}$  は高くなるのである。よつて掃気ポンプ付機関では  $K$  一定ならば  $n$  が高いほど  $\eta_{tr}$  は高い傾向である。このさい給気排気系内ガス脈動効果の影響があるが、掃気間圧力がほとんど一ようで脈動波の誘起量も少なく、しかも  $P_{sc}$  は大気圧以上で相当高い値であ

ためその影響は少ない。

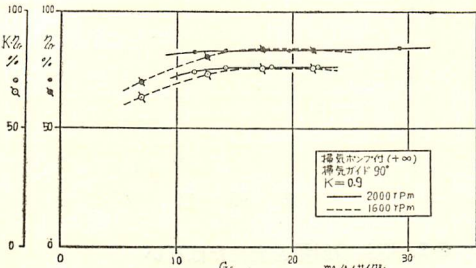
5-4. 掃気ガイド角の影響

§5.1 でもふれたとおり  $n, K$  一定運転のとき、 $\eta_{tr}$  は  $90^\circ$  型の方が広い  $G_f$  範囲にわたりその値は高くフラットである。 $60^\circ$  型はある  $G_f$  では高いが  $G_f$  がちがうと大きく変化する。このようにガイド角により、または  $G_f$  変化により  $\eta_{tr}$  が大きく変化することは掃気ポンプ付型の特色であつて、掃気間圧力がほぼ一定ではあるが低いから、シリング内ガス条件の影響を受けやすいことをしめしている。

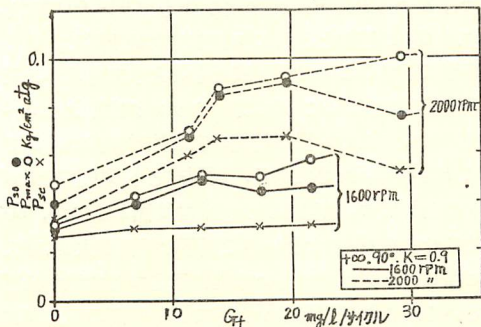
§6. クランク室圧縮型と掃気ポンプ型二サイクル機関の掃気特性の比較

6-1. 掃気過程の圧力変化について

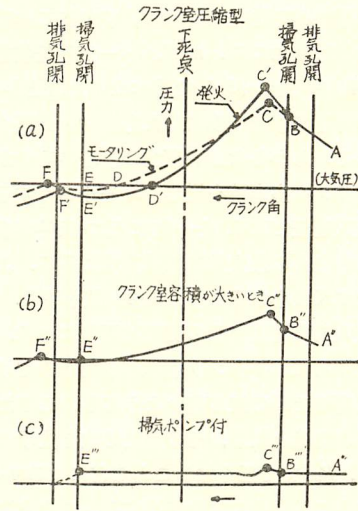
掃気孔開から閉までの期間のいわゆる掃気圧力の変化をモデル化したのが第 91 図である。



第 89 図



第 90 図



第 91 図

クランク室圧縮型では (a) 図のごとくクランク室内圧力が圧縮により  $A \rightarrow B$  と上昇し、 $B$  点で掃気孔が開く。モータリングしたときには破線のように、掃気孔開直後にお有効開孔面積の小さいことやガス流動の慣性のため引きつづき  $B \rightarrow C$  と圧力上昇し、最高圧力点  $C$  に達し、 $C$  からなだらかに  $C \rightarrow D \rightarrow E$  と圧力降下する。発火運転すると掃気はじめにシリング内からの吹き戻しが加わるため、 $B \rightarrow C'$  と圧力上昇は大きくなり、 $C'$  からの圧力降下は急激で、掃気孔閉時期より相当前の  $D'$  点付近で大気圧となり、さらに過膨脹して大気圧以下の  $D' \rightarrow E' \rightarrow F'$  のとき経過をたどるの

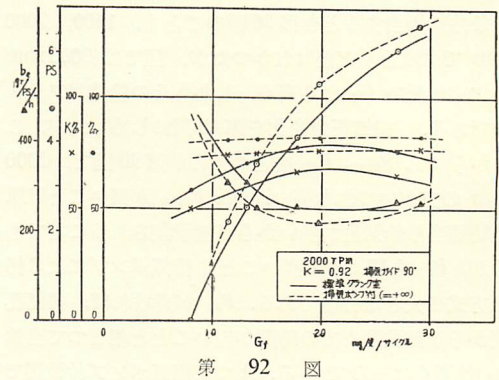
が通常である。F, F' 付近に圧力の小山が発生することがあるが、これは初期の圧力降下によつて誘起される脈動波の効果で、その位相、大きさなどは C, C' 点の圧力や、エンジン回転数、クランク室シリンダ排気管から構成されるガスの脈動系のあり方によつて定まる。

クランク室容積が大きいと(b)図のごとく  $P_{so}(B'')$ ,  $P_{max}(C'')$  はひくく、C' から圧力降下はゆるやかとなり、掃気孔が閉ぢる時期のシリンダ内圧は大気圧付近となり、(a) のばあいには比べ高い。もし  $n, K$  が同一なら  $P_{sc}$  の高い方が  $\eta_{tr}$  は高くなる。一般に (a) 図から見てクランク室圧縮型機関の掃気圧力変化は、 $P_{max}$  から圧力降下して過膨脹にいたる“掃気前期”と過膨脹からあるていど圧力回復する掃気孔閉時期に近い付近の“掃気後期”とに別けて考えることができる。掃気前期ではできるだけ完全成層掃気をおこなうことが必要で、掃気流の模様まで考慮を要する。もし流れが不適當であれば、すでにこの時期に多量の吹き抜けがおこる。 $n, K, G_f$  一定運転状態で考えると第 41, 42 図や §5-1 で述べたことなどから見て、掃気圧力降下をゆるやかにした方が  $\eta_{tr}$  が高くなることわかる。しかしながら圧力降下をゆるやかにする目的でクランク室容積を増し、 $\epsilon_c$  を小さくすると通常の大気吸入運転では  $K$  を一定に保つ条件が成立しない。すなわち  $K$  の最大値は低速度域に移る。よつて高速度域では  $K$  は小さくなり、 $K \cdot \eta_{tr}$  値も下る。それゆゑ大気吸入式高速度機関の実現は困難になる。高速機関を構成するにはクランク室容積をできるだけ小さくして高速度域で  $K$  の値が高いようにし、このため掃気圧力降下が急激となり、その期間の吹き抜けが増大することや、 $P_{sc}$  まで低くなることなどによる  $\eta_{tr}$  の低下を防止するには別途の対処を要する。この方法として掃気孔を管制して圧力降下曲線を制御することが有力な改善法と考えられる。

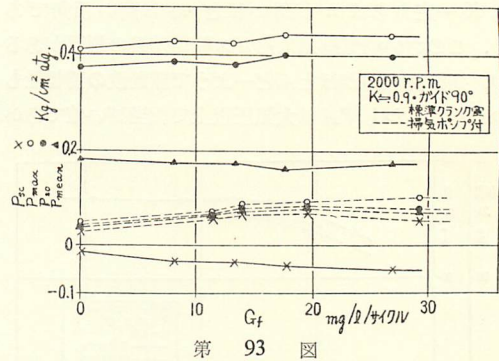
掃気後期については  $P_{sc}$  を高い値にすることが  $\eta_{tr}$  を高める要素であつて、そのためには前期の圧力降下をゆるやかにして過膨脹を少なくすることの外、排気系の脈動効果を利用して圧力波の山を掃気孔閉時期に同調させることが有力な改善法である。これらの点は掃気ポンプ型と大きく異なる特徴である。

掃気ポンプ付機関では第 91 図(c)のごとく、 $P_{so}$ ,  $P_{max}$  はいちぢるしく低い。 $P_{so}$  が低いからクランク室への吹き戻しガスは多いはずであるが、圧力変化の上には目立つてあらわれない。掃気期間の圧力はほとん

どフラットで、 $P_{sc}$  は大気圧以上でかなり高い。両掃気方式を対比した一例が第 92, 93 図である。図のごとく  $P_{so}$  が大きく異なること、 $P_{sc}$  が一方は負、一方は正であること、 $P_{mean}$  も大差があることは両方式の根本的相異点である。 $P_{sc}$  のちがいが  $\eta_{tr}$  のちがいの大きな原因の一つであり、 $P_{mean}$  に差があることはクランク室型では排気系ガスに多くの脈動エネルギーを消費していることをしめす。



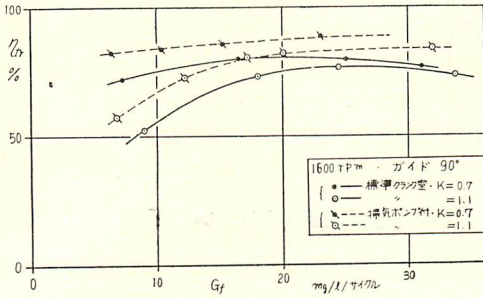
第 92 図



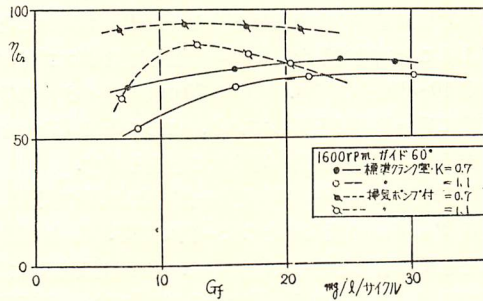
第 93 図

### 6-2. 燃料噴射量を変えたばあい

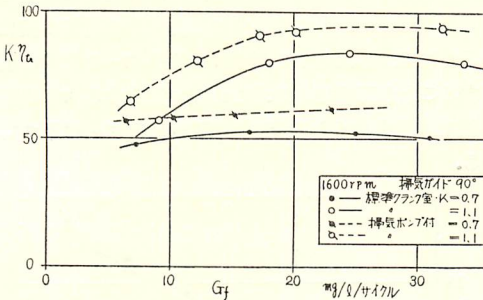
$n, K$ , ガイド角一定のとき両掃気方式の  $G_f$  に対する  $\eta_{tr}$ ,  $K \cdot \eta_{tr}$ ,  $P_{so}$ ,  $P_{sc}$  の変化の例を第 94~99 図にしめす。 $G_f$  の増加とともに  $\eta_{tr}$  がはじめ上昇し、ある最高値に達することは両型式とも同ようであるが、その最高値は掃気ポンプ付の方がクランク室型より 5~15% 高い。これは掃気前期の吹き抜けが少なく、さらに  $P_{sc}$  も高いためである。両型式とも 90° 型掃気ガイドのときは  $\eta_{tr}$  曲線のフラットな範囲が広いが、60° 型ではせまく  $G_f$  の大きい処で低下の傾向が大きいが、特に掃気ポンプ付のばあい非常に目立つて曲線が低下している。これは掃気ポンプ型では掃気間の圧力が常に低いためシリンダ内ガスの条件によつて掃気流が非



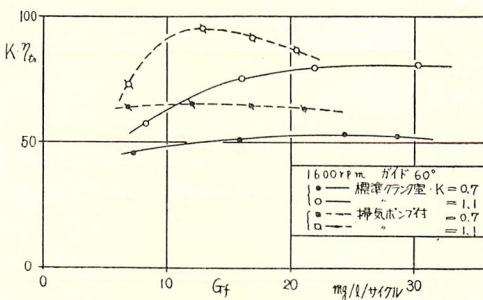
第 94 図



第 95 図



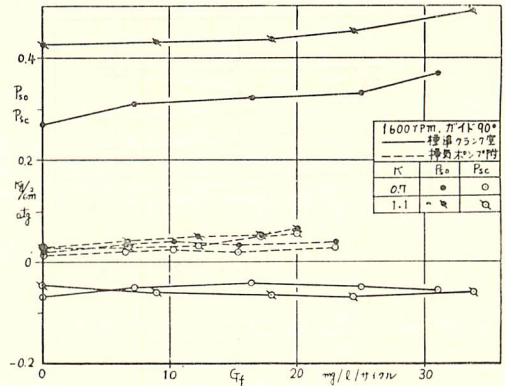
第 96 図



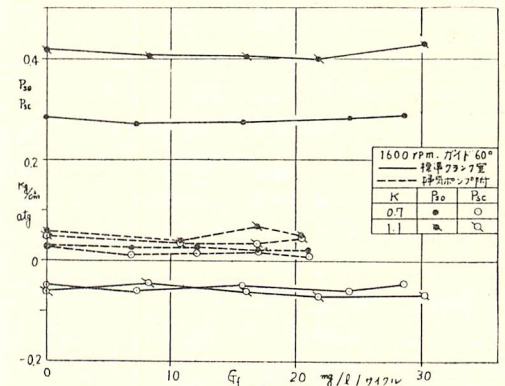
第 97 図

常に影響されやすいことを示す。この点は両型式の重要な相違点の一つである。

$K \cdot \eta_{tr}$  値が  $K$  が大きいほど大きいことも両型式同ようであるが、掃気ポンプ付の方がガイド角の影響を受



第 98 図

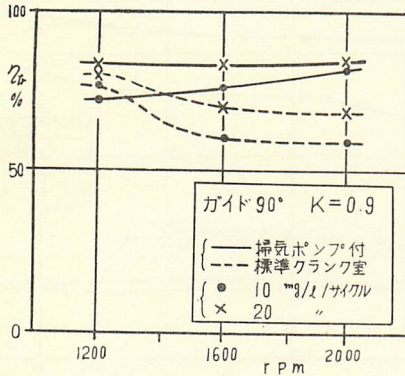


第 99 図

けやすい。クランク室型の方が  $P_{so}$  ははるかに大きく、しかも  $P_{sc}$  ははるかに小さい。両型式とも  $K$  が大きいほど  $P_{so}$  は大きい、 $K$  増加のため必要は  $P_{so}$  の増加量はクランク室型の方がはるかに大きい。逆に  $P_{sc}$  は掃気ポンプ付が高く、これが  $\eta_{tr}$  の高いことの主因と見ることができる。

### 6-3. 回転数を変えたばあい

$K, G_f$  を一定とし  $n$  を変えたときの  $\eta_{tr}$  の比較が第 100 図である。回転数が上昇するとシリンダ内ガス温度、圧力は上昇し流れの抵抗や吹き戻しも増すので、 $K$  を一定に保つためには掃気孔開時の圧力  $P_{so}$  を上昇させねばならない。いま給、排気系の動的効果を考えないとするとクランク室圧縮型機関では  $P_{so}$  が上昇すると  $P_{max}$  も上昇し、その後の圧力降下は急となり過膨脹して大気圧以下まで下るのが通常である。その最低圧力は  $P_{so}$  が高いほど低く、これにほぼ比例して  $P_{sc}$  もひくい。  $P_{sc}$  が低いと  $\eta_{tr}$  も低い傾向であることは前述した。このことを  $n-\eta_{tr}$  線に移して考え



第 100 図

ると  $n$  が増すほど  $\eta_{tr}$  は下る傾向となるが、図で見ると  $\eta_{tr}$  は右下りの曲線で基本的にこの性質があると思われる。これに対し掃気ポンプ付機関では  $n$  の増加とともに  $P_{so}$  が上昇することは前者と同ようである。そして掃気期間のシリンダ内圧はほとんど一定であり、その結果  $P_{so} \approx P_{sc}$  となり  $P_{sc}$  は大気圧よりも高い。よつて  $\eta_{tr}$  値は高い値であるが、この高さは掃気孔閉時期から排気孔閉時期までの間にシリンダ内ガスがどれだけ排気側に吹き出すかに関係する。この期間は  $n$  が大きいほど短くなる。よつて  $n$  が上昇するほど  $P_{so}$  は高く、 $P_{sc}$  も高く、しかも  $P_{sc}$  が低下し得る期間も短い。よつて  $\eta_{tr}$  は上昇する。図によると明らかにこの基本的性質をあらわしている。このことは両掃気方式の重要な相異点の一つである。

しかしながら実際機関の運転時には上述のような静的性格だけでなく慣性や脈動の動的効果が重なつて来る。この動的効果はクランク室圧縮型機関の掃気前期の圧力降下時にはげしく誘起される。したがつて、この型式では動的効果の影響が大きく、このことを併せ考えなければ掃気状態の改善の計画は進められない。掃気ポン付ではほとんど動的効果の影響を受けない。

さらにシリンダ内掃気流が不適当で短絡した流れをすれば、 $\eta_{tr}$  は  $P_{sc}$  の大小にかかわらず低下することは勿論であつて、この意味で流れの不安定な  $60^\circ$  型掃気ガイドの時は  $n$  の変化に対する  $\eta_{tr}$  の変化もやや不規則になる。

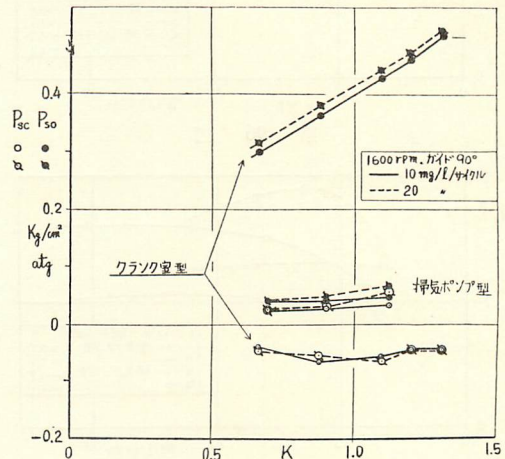
上述の基本的性格にもとづいて論ずるとクランク室圧縮型機関では高速度域で掃気が悪く、これを改善するには掃気期間の初期に掃気孔を管制し、 $K$  を変えずに掃気圧力降下を徐々に起こさない、この間の吹き抜けを少くし、掃気終りのシリンダ内圧を高くすればよい。また掃気ポンプ付機関では低速度域で掃気が悪い

から、これを改善するには掃気過程の終りに排気孔を管制し掃気孔閉時のシリンダ内圧の降下がないようにしてやればよい。また管制を加えぬとすれば、基本的には高速度機関には掃気ポンプ付が、低速度機関にはクランク室圧縮型が適しているといえる。

6-4. 給気比を変えたばあい

掃気ガイド角、回転数を一定とし  $G_f$  をパラメータとして  $K-\eta_{tr}$ ,  $K-K \cdot \eta_{tr}$  の比較図をすでに第 85~88 図にしめた。 $\eta_{tr}$  は掃気ポンプ付の方がはるかに高い。これは掃気前期の吹き抜けが少なく、 $P_{sc}$  も高いことによることは前述した。 $K \cdot \eta_{tr}$  の値も掃気ポンプ付の方が 10~30% も高い。図中の 20 mg/l/サイクル線は直線に近い傾向で上昇している。このことは  $K$  を大きくすることにより過給も可能なことをしめす。

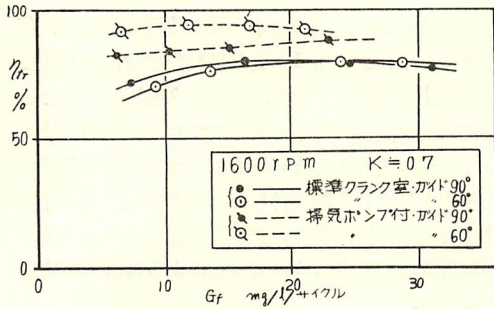
第 101 図は  $n$ ,  $G_f$ , ガイド角一定のとき  $K$  の変化による  $P_{so}$ ,  $P_{sc}$  の変化をとつた一例である。 $P_{so}$  は両型式とも  $K$  の増加とともに増加する。 $P_{sc}$  は掃気ポンプ型では  $P_{so}$  とほぼ平行に増大するが、クランク室圧縮型では不規則で、 $P_{so}$  と  $P_{sc}$  とを常に直接的に結びつける傾向はない。 $K$  が変化すると掃気流の様相が変化するわけで、したがつて図の  $P_{sc}$  から  $\eta_{tr}$  の傾向を推察することも困難である。この図に対応する  $\eta_{tr}$  は第 85 図で  $K$  がちがうから  $P_{sc}$  が高いほど  $\eta_{tr}$  は下つて



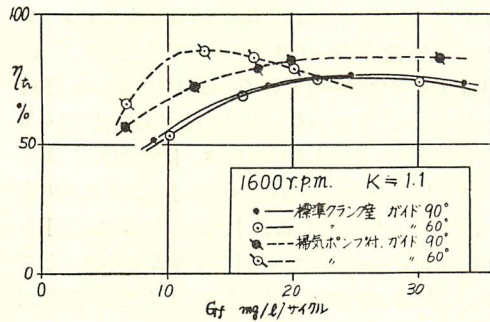
第 101 図

6-5. 掃気ガイド角の影響

$n$ ,  $K$  を一定とし掃気ガイド角をちがえたときの  $G_f-\eta_{tr}$  曲線の比較が第 102, 103 図で、前者は吸気を絞つて  $K$  が比較的小さいとき、後者はブーストして  $K$  が大



第 102 図



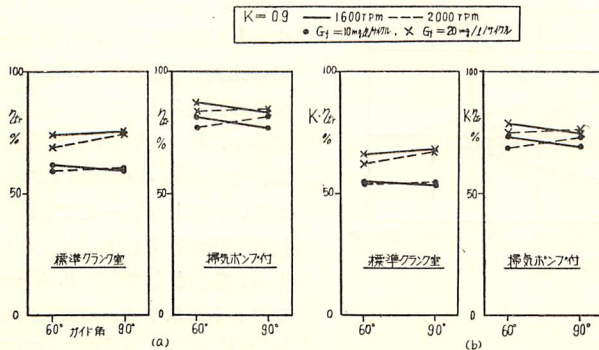
第 103 図

きいときである。いづれにおいてもクランク室圧縮型はガイド角がちがつても大した変化はおこらないが、掃気ポンプ付では曲線の形が非常に相異し、特に  $K$  の大きいときにはなほだしい。このように掃気の不安定なことが掃気ポンプ付の特徴である。60°型の方が最高値は高いがフラットな部分が少ないことから見て、ある特定な点を設計点とするときはこの方が有利と考えられる。1600, 2000 rpm についてガイド角による  $\eta_{tr}$ ,  $K \cdot \eta_{tr}$  をとつたのが第 104 図、これでも 60°型の点のばらつきが大きく、特に掃気ポンプ付では大巾に変動することがわかる。

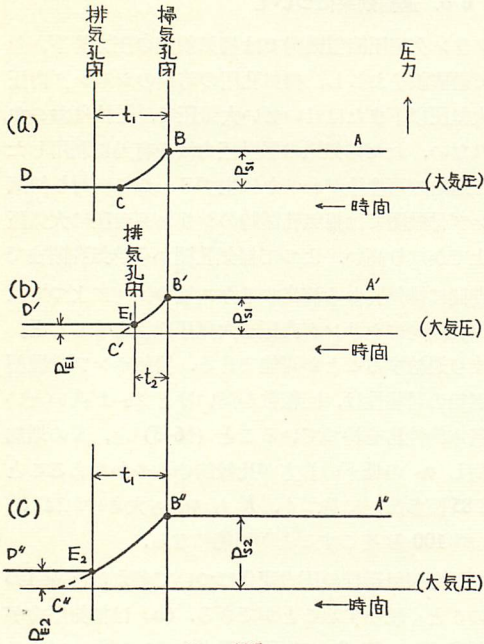
6-6. 過給効果について

クランク室圧縮型機関では掃気前期の圧力降下が急激で過膨脹をおこし、掃気孔閉の時期のシリンダ内圧は大気圧以下またはせいぜい大気圧で、過給はおこなわれない。ただ排気系の脈動圧力波を有効に利用したとき過給の可能性がわずかに生ずる。これに対し掃気ポンプ付機関では掃気孔閉時のシリンダ内圧は大気圧以上でかなり高い。よつて掃気孔閉から排気孔閉までの期間に排気孔から流出するガス量の如何によつては排気孔閉時のシリンダ内圧を大気圧以上とすること、つまり過給することが可能である。掃気ポンプ付機関の過給の可能性は、回転数が高いほど  $\eta_{tr}$  が高いという基本的性格を持つていること (§6-3) と、 $K$  の増加に対し  $\eta_{tr}$  の低下のし方が比較的ゆるやかであること (第 85 図参照) に基づく。  $K$  も  $\eta_{tr}$  も大きければ  $K \cdot \eta_{tr}$  が 100% をこすことが可能になる。

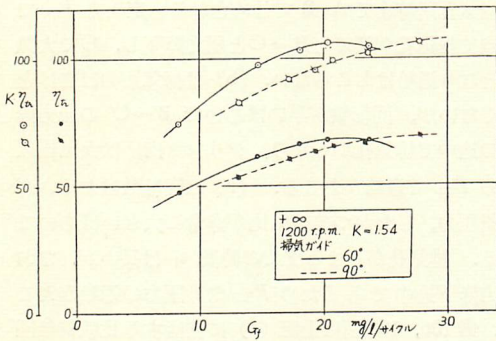
これを掃気過程の圧力変化について考えると第 105 図のごとく説明することができる。(a) は掃気圧力が余り高くない値  $P_{s1}$  で、回転数もおそいばあいであるが掃気孔閉時まで A-B でしめされる一定圧力  $P_{s1}$  で B 点で掃気孔が閉ると B→C と圧力降下し、C で大気圧となり過給はおこらない。(b) は掃気圧力はさほど高くないが、回転数が早いばあい B'→C' の圧力降下の途中で排気孔がしまり、シリンダ内圧は大気圧以上の  $P_{E1}$  で過給がおこる。(c) は回転数はおそいが掃気圧力、したがつて給気比が非常に大きいばあいである。排気孔がしまるまでの時間  $t_1$  は長い、なお圧力降下途中であるため  $P_{E2}$  なる圧力の過給がおこる。第 106, 107 図は上記 (c) に相当する比較的低回転数で、高い給気比で運転した一例で、図のごとく  $K \cdot \eta_{tr}$  は 100% 以上に達し過給がおこなわれているこ



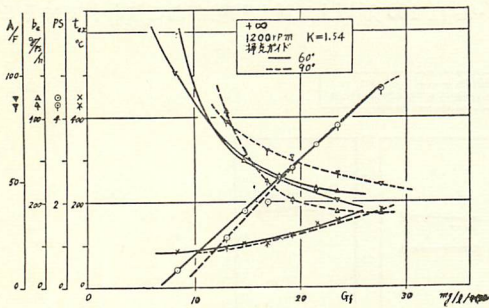
第 104 図



第 105 図



第 106 図



第 107 図

とをしめしている。

§7. 結 論

クランク室圧縮型二サイクル機関、および掃気ポン

プ付機関について、特にディーゼル機関のばあい、毎サイクルシリンダ容積 1 l 当り燃料噴射量、毎分回転数、給気比、掃気ガイド角、クランク室圧縮比などを変えて広汎な実験的研究をおこなつた。この際、特にトレーサガス法による給気効率  $\eta_{tr}$ 、および掃気過程の圧力変化を測定し詳細検討した。その結果二つの掃気方式に共通の特性、クランク室圧縮型に特異な事項、両掃気方式の相異点についてつぎのような事項が明らかとなつた。

(i) 両掃気方式に共通な特性

ガソリン機関とことなり  $G_f$  の変化によつてシリンダ内の  $A/F$  比は 20~120 の広範囲に変化する。 $n$ 、 $K$ 、 $V_c$ 、ガイド角が一定でも  $G_f$  の相異により  $\eta_{tr}$  値は大きくちがう。特に  $G_f$  の小さいところでは 20~30% も低下する。 $K$  が小さければ  $\eta_{tr}$  は大きい、 $K$  のちがひによる  $\eta_{tr}$  のちがひは  $G_f$  の小さいところで大きい。ほとんどのばあい  $K$  が小さいほど  $K \cdot \eta_{tr}$  は小さい。 $G_f$  の小さい範囲では給気を絞る  $K$  を小さくして  $K \cdot \eta_{tr}$ 、したがつて掃気効率を小さくした方が  $A/F$  比が過大とならずかえつて性能が良い。掃気ガイド角 90° 型の方が 60° 型より掃気が安定で、 $\eta_{tr}$  の値は  $G_f$  の広い範囲にわたつてフラットである。 $K$  が一定ならば 90° 型の方が高速度にしても  $\eta_{tr}$  が  $G_f$  に対しフラットである。したがつて高速度機関に適する。 $K$  を増大し得るときには 60° 型の方が  $\eta_{tr}$  が  $K$  の増加とともに直線的に上昇し  $K \cdot \eta_{tr}$  も大きい。したがつてブーストするときには 60° 型が適当である。模型実験によつて求めた  $\eta_{tr}$  は  $G_f$  の小さい運転条件に対応するが  $G_f$  が大きいときは大きくちがつて来る。

(ii) クランク室圧縮型機関に特異な事項

$P_{so}$  がいちぢるしく高い。 $P_{so}$  と  $P_{sc}$  と比例的関係はない。一般的にはむしろ  $P_{so}$  が高いほど  $P_{sc}$  は反対に低い。 $P_{sc}$  は掃気系統内のガス体の動的効果にいちぢるしく左右される。 $n$ 、 $K$  が一定なら  $P_{sc}$  と  $\eta_{tr}$  とはほぼ比例的関係にある。このことは掃気孔閉時期に排気系の脈動の圧力の山が同調して  $P_{sc}$  が高くなつたばあいや、 $V_c$  を大きくして掃気圧力降下をなだらかにし、その結果  $P_{sc}$  が高くなつたときに明らかにあらわれる。ただし  $P_{sc}$  一定でも給気とシリンダ内ガスとの温度関係だけでも  $\eta_{tr}$  は大きく変化し得る。 $V_c$  をまし  $\epsilon_c$  を小さくすると  $n$ 、 $K$  一定のとき  $G_f - \eta_{tr}$  曲線はフラットになり  $\eta_{tr}$  の最高値も高い。大気吸入運転時には  $V_c$  が変ると  $K$  もちがつて来る。 $n - K$  曲線の山は  $V_c$  が増すと低速度域に移動するので  $V_c$  の大きい機関

は高速度機関には適しない。

(iii) クランク室圧縮型機関と掃気ポンプ付機関の相異点 クランク室型の方が掃気ポンプ型に比べ  $n, K$  一定のとき  $\eta_{tr}$  は低い。その差はクランク室型の値の 5~15% に及ぶ。掃気ポンプ型では掃気間の圧力は低く、しかもほとんど一ようである。  $P_{so}$  が  $K$  に比例的に変ることは両型式とも同ようであるが、掃気ポンプ型では  $P_{sc}$  も  $P_{so}$  に比例的に変化する。掃気ポンプ付の方が掃気系中に脈動効果を誘起することが少なく、しかも  $P_{sc}$  が高いのでその影響はほとんど無い。掃気ポンプ型では  $n$  一定なら  $P_{sc}$  と  $\eta_{tr}$  とはほぼ比例的に変化する。掃気ポンプ型は掃気ガイド角によつて  $\eta_{tr}, K \cdot \eta_{tr}$  がいちぢるしくちがう。クランク室型では大差ない。  $P_{mean}$  はクランク室型がはるかに大きく掃気作用のための仕事損失も大きい。掃気圧力の変化の形は両者で全くちがひ、クランク室型では  $P_{so}$  は高く、  $P_{sc}$  は大気圧またはそれ以下である。掃気ポンプ付では  $P_{so}$  はつねに大気圧以上である。クランク室型では掃気圧力の降下する“掃気前期”と掃気孔閉時期付近の“掃気後期”とに別けて考えられる。前期の圧力降下をゆるやかにして掃気流を完全成層に近づけ、さらに後期の圧力を高めるため掃気孔に管制弁を設ける改善法が考えられる。掃気ポンプ付では掃気孔閉から排気孔閉までの期間のシリンダから排気への圧力降下が問題で、  $\eta_{tr}$  を向上する手段として排気孔管制が有力な手段となる。掃気ポンプ付では  $n, K$  のいかんによつては過給状態とすることも可能である。

以上のごとく両掃気方式の掃気状態は多くの点で非常に異なることを具体的かつ定量的に明らかにした。これらのことから考え、掃気孔その他掃気に関する部分の設計、計画にあたっては両者は明確に区別されるべきであり、掃気ポンプ型で良好な形状のものでも、そのままクランク室型にあてはめてはならない。従来多くの研究は大型機関、しかも掃気ポンプ型に関するもので、クランク室型の資料は系統的なものほとんどなかつたが、ここにトレーサガス法の助けによりその資料が得られた。今後これらを考慮してクランク室型にはそれ独自の設計を開発すべきである。

## 総 括

二サイクルディーゼル機関の掃気について従来適当な測定法が完成しておらず、発表された研究は大部分掃気の一部の条件の点を明らかにしたものに過ぎなかつたが、いまやトレーサガス法が本論文の I 編に詳述

したような精細な注意や、測定条件の整備によつて工業的にも容易に利用され精度、再現性ともに優れた方法として確立され、これにより掃気に関する諸要素の相対的比較が解明できることとなつた。本論文の II 編においては、このトレーサガス法を駆使して、クランク室圧縮型二サイクルディーゼル機関の掃気について実験した結果に基づき、その掃気特性について論じた。これは今までほとんど系統的研究の発表されていない分野を明かにしたもので、これによつてこのエンジン型式の発達に新しい視点を与え、改善の道を開いたものである。

## あ と が き

本論文を終るにあたり、東京大学工学部八田桂三教授ならびに東京大学航空研究所浅沼強教授、田中英穂助教授には終始変らない御指導、御助言を賜り、富士重工業株式会社井上好夫常務取締役、川崎舎竹男大宮製作所所長には供試機関や試験部品の提供を受け、工業技術院機械試験所の手代木尚久、柳原茂氏にはトレーサガス法とサンプリング弁法との比較検討について共同実験の機会を与えていただいた。また本論に関して昭和 35 年度文部省科学研究費の支給を受け、これにより研究が大いに促進された。さらに鹿児島大学工学部田中義弘助教授、玉利賢一助手、機械工学科学生諸君には装置の製作や実験遂行にあたり骨身を惜しまぬ協力を受けた。

ここにこれら人々に対し深甚なる敬意と感謝の意を表します。

なお本論文の要点は昭和 37 年 3 月 9 日、日本機械学会九州支部第 15 期総会講演会（於長崎）において下記二編に分けて発表した。

「トレーサガス法による二サイクルディーゼル機関の給気効率の測定」

「クランク室圧縮型二サイクルディーゼル機関の掃気について」

## 参 考 文 献

- 1) Schnürle : ドイツ特許 637647, 1935.
- 2) Paule H. Schweitzer : Scavenging of Two Stroke Cycle Diesel Engines, 1949.
- 3) 石神重男 : 内燃機関ハンドブック, p. 1100 “掃気効率の測定” 昭和 35 年, 朝倉書房.
- 4) Sass, F. : “Doppelwirkende kompressorlose Zweitakt Diesel Motoren für Schiffsantrieb” Schiffbau techn. Jahrbuch, 29, 292, 1928.

- 5) 富塚 清, 横堀 進: 航空研究所集報, 第 231 号.
- 6) 富塚 清, 柴田 浩: 航空研究所集報, 第 111 号, 昭和 8 年.
- 7) A. R. Rogowski; C. L. Bauchard: Scavenging of Piston ported Two-Stroke Cylinder, N. A. C. A. T. N. No. 674 XI/1938.
- 8) H. List: Die Verbrennungskraft Maschinen, Bd. 4. Teil 2, Springer, 1950.
- 9) Watson: 熊谷, 酒井: 内燃機関測定法.
- 10) J. W. Drinkwater, A. C. Egerton: Inst. mech. Engr. Proc. 138 (1938) p. 423.
- 11) K. Groth: Deutsche Kraftfahrforsh. u. Strassen Verkehrstechnik, 125, 1938, VDI.
- 12) 内燃機械ハンドブック, 朝倉書房, p. 1108, 昭和 35 年.
- 13) 大東, 北尾: 日本機械学会第 37 期通常総会講演会前刷, No. 24 (昭和 35-4).
- 14) 浅沼, 菊池, 柳原: 日本機械学会第 37 期通常総会講演会前刷, No. 24 (昭和 35-4).
- 15) H. List: VDI Sonderheft Diesel Maschinen VII (1938).
- 16) C. F. Taylor, A. R. Rogowski: SAE Trans. 62, 1954.
- 17) P. H. Schweitzer and F. DeLuca: N. A. C. A. T. N. 838, Jan (1942).
- 18) K. Groth: M. T. Z. Jahrg. 17, Nr 8, August, (1956).
- 19) 斎藤 孟: 日本機械学会第 134 回講習会教材(昭和 35-5).
- 20) 17) 参照.
- 21) 浅沼, 菊池, 柳原: 自動車技術, Vol. 14, No. 10 (1960).
- 22) 17) 参照.
- 23) 須田 寿: 内燃機関ハンドブック, p. 191.
- 24) 堀: 日本機械学会 第 38 期 全国大会講演会前刷集, No. 33 (昭和 35-11).
- 25) 須田維晃: 機械の研究, 4-10 (昭和 27 年).
- 26) 浅沼 強: 日本機械学会第 134 回講習会教材(昭和 35-5) 109.
- 27) 石神重男, 田中義弘: “クランク室圧縮型二サイクル機関の吸気排気系に関する研究” 日本機械学会九州支部講演会にて講演(昭和 34-6). 鹿児島大学工学部紀要第 8 号.