

# 4 サイクル内燃機関の吸入空気量

平尾 收

内燃機関の出力は吸入空気量に比例するが、この空気量は吸入行程中の燃焼室壁、シリンダ壁などからの傳熱によつて大きな影響を受ける。しかしこの影響は従来あまりよくわかつていなかった。この問題をもう少し定量的にはつきりさせてみよう。

## 1. 緒言

内燃機関はシリンダ内で燃料を燃焼させて発生する熱を機械的な仕事に變えるのであるから、そのときの効率とともに、シリンダ内で単位時間に発生する熱量によつてその出力が定まるわけである。そしてこの発生する熱量を支配するのは、使用する燃料の単位重量當りの發熱量と、単位時間にどれだけの燃料をシリンダ内で燃焼させ得るかということである。そこで今燃料としてはたとへば、ガソリンを使用すると決めると、単位時間にシリンダ内に吸いこまれる空気量によつて、燃焼させ得るガソリンの量が定まり、従つてこの吸入空気量によつて内燃機関の發生し得る出力の限界が定まるわけである。

一般に極く大きづばに考える場合の熱効率は、發動機の壓縮比によつて定まるものと考えてよいから、一定の壓縮比をもつた發動機の出力は、単位時間に吸入する空気量に比例すると考えてよい。示指出力\* 1馬力當りの所要空気量はもちろん壓縮比その他の諸元によつて変わるが、はた第1表に示す程度の値になる。そしてこの毎

第1表 示指出力1馬力當りの所要空気量 gr/sec

壓縮比	4	5	6	7	8	9
gr/sec	0.83	0.73	0.67	0.63	0.60	0.58

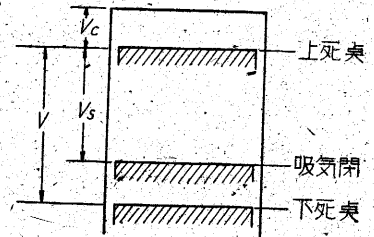
秒の吸入空気量はごく單純に考えれば、シリンダ容積すなわちピストンの上下する空間の容積と、単位時間内に吸入の行われる回数、従つて發動機の回転數とに比例するはずであるが、實際にはなかなか複雑でことに高速回転の場合には、吸排氣管系の構造、吸氣弁の開閉時期によつていちじるしい影響を受け、また燃焼室やシリンダ壁、ピストン等からの熱によつてかなりの影響を受ける場合もある。これ等の點について以下に概略を述べることにする。

## 2. 吸入空気量に影響をおよぼすもの

今ピストンの上下する空間の容積すなわち行程容積を

\* 燃焼ガスがピストンに與える仕事に對するものを示指出力という。これに對し實際有効に利用し得る出力を軸出力または正味出力等と稱する。

$V$  とし、壓縮比を  $\epsilon$  とすると、ピストンが上死點にあるときのシリンダ内の容積、すなわち間隙容積は  $V_c = \frac{V}{\epsilon - 1}$  となり、排氣行程の終りにはこの容積に相當する燃焼廢氣がシリンダ内に残留するから、吸入行程の終りには、シリンダ内にこの残留廢氣と新たに吸入した混合氣\* とが存在するわけである。



第1圖

そこで第1圖に示すように排氣行程の終り、つまり上死點における残留廢氣の壓力を  $p_r$ 、溫度を  $T_r$ 、ガス定數を  $R_r$  とすると残留廢氣の重量  $G_r$  は

$$G_r = \frac{p_r V_c}{R_r T_r} = \frac{1}{\epsilon - 1} \frac{p_r V}{R_r T_r} \quad (1)$$

同様に吸入終りにおけるシリンダ内の平均壓力を  $p_1$ 、溫度を  $T_1$  とするとこのときのシリンダ内のガスの重量  $G_1$  は

$$G_1 = \frac{p_1 (V_s + V_c)}{R_1 T_1} = \frac{\epsilon^*}{\epsilon^* - 1} \frac{p_1 V_s}{R_1 T_1} \quad (2)$$

ただし  $V_s$  は吸入弁の閉じるときから上死までの容積(第1圖)である。また  $\epsilon^* = \frac{V_c + V_s}{V_c}$  は有効壓縮比である。この  $V_s$  および  $\epsilon^*$  を使用すると(1)式は次のようになる。

$$G_r = \frac{1}{\epsilon^* - 1} \frac{p_r V_s}{R_r T_r} \quad (1')$$

そこで新たに吸入した混合氣の重量  $G_s$  は

$$G_s = G_1 - G_r = \frac{\epsilon^* V_s}{\epsilon^* - 1} \left\{ \frac{p_1}{R_1 T_1} - \frac{1}{\epsilon^*} \frac{p_r}{R_r T_r} \right\} \quad (3)$$

吸入する空氣の溫度を  $T_s$  とすると、溫度は吸入行程中に燃料の蒸發により  $\Delta T_1$  だけ下り、燃焼室やシリンダ壁により熱せられて  $\Delta T_2$  だけ上昇し、さらに溫度  $T_r$  の残留排氣ガスと混合して  $T_1$  の溫度になるものと考えると

$$C_{ps} \cdot G_s (T_1 - (T_s - \Delta T_1 + \Delta T_2)) = (T_r - T_1) \cdot C_{pr} \cdot G_r \quad (4)$$

\* 空氣と燃料との混合氣。

という関係が成立するはずである。ただし  $C_{ps}$ ,  $C_{pr}$  はそれぞれ吸入混合気および残留廢氣の定壓比熱とする。ここで簡単にするために  $C_{ps} \doteq C_{pr}$ ,  $R_s \doteq R_r^*$  とおくと (1)~(4) 式から次式を得る。

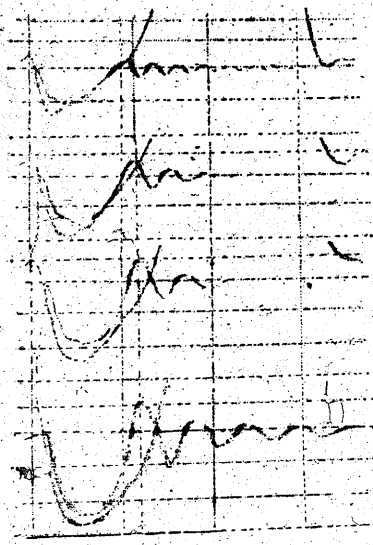
$$G_s = \frac{\rho_1 V_s}{R_1 (T_s - T_1 + T_2)} \cdot \frac{\varepsilon^*}{\varepsilon^* - 1} \left( 1 - \frac{p_r}{p_1 \varepsilon^*} \right) \quad (5)$$

すなわち吸入する混合気量  $G_s$  に影響をおよぼすものは壓力としては、吸氣弁の閉じる瞬間の壓力  $p_1$ 、および排氣行程終りにおける壓力  $p_r$  であるが、 $p_r$  の方は  $p_1$  との比  $p_r/p_1$  として影響し、壓縮比  $\varepsilon^*$  が大きくなる程効き方は少くなる。また温度としては吸入空氣温度  $T_s$ 、燃料の氣化による温度降下  $\Delta T_1$ 、および吸入中に壁から熱せられるための温度上昇  $\Delta T_2$  があるが、残留廢氣の温度  $T_r$  によつては影響されないことがわかる。

### 3. 吸入行程終りにおけるシリンダ内壓力 $p_1$

前節の第5式でわかるように吸氣量  $G_s$  は  $p_1$  と直線的な關係がある。内燃機關の出力を加減するときはこの關係を利用するのが普通である。すなわち氣化器に備えてある絞弁を調節することにより  $p_1$  を變えるのである。その結果  $G_s$  が變わり發動機の出力を所要の値にすることができるのである。

ある一定の回轉數で絞弁全開のときの  $p_1$  の値がそのときの最大出力を決定するわけであるが、この値は發動機の回轉數によつて變化する外、吸氣管の構造（主として長さと斷面積）、弁の開閉時期等によつて影響され、特に多氣筒發動機にあつては他の氣筒の影響がたがいに干渉し合つて非常に複雑なものとなるが、これ等の設計

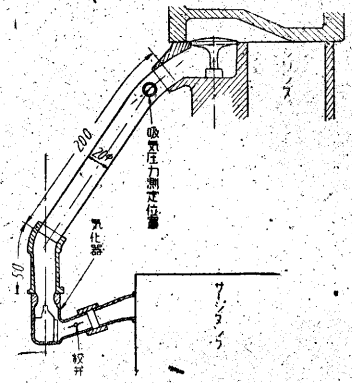


第2圖 低壓指壓線圖

\* 實際には  $C_{ps}/C_{pr} \doteq 0.9$ ,  $R_s/R_r \doteq 0.93 \sim 0.56$  程度の場合が多くこれを本文のように假定すると、残留廢氣の影響を小さく見積ることになるが、 $G_s$  には最大 2% 程度の誤差を生ずるだけである。

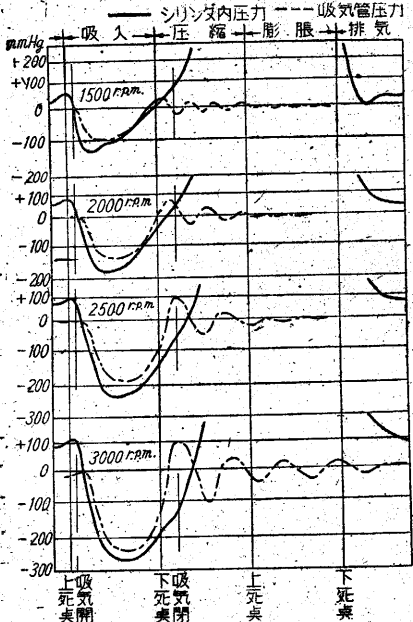
の適、不適によつて1割程度の出力の差が生ずることもめずらしくない。

單氣筒發動機について吸入行程中のシリンダおよび吸氣管内の壓力を測定した結果を第2圖に示す。回轉數は上からそれぞれ 1,500, 2,000, 2,500, 3,000 r.p.m. でいずれも絞弁は全開である。吸氣管および氣化系統の概略は第3圖に示しておいた。第2圖をみるといずれの回轉數においても吸氣行程の始めに吸氣弁の開く瞬間にシリンダ内の壓力が吸氣管の壓力よりも高く、3,000 r.p.m. のときにはこの差は水銀柱 100 mm を超している。これは排氣弁の閉じる時期が早過ぎたためである。その結果吸氣弁が開いた瞬間に残留廢氣は一度吸氣管の方に逆流することになるが、ピストンの下降運動によりただちに吸いもどされてピストン速度が増加するにつれてシリンダ内壓力は下り吸氣管内の混合氣は吸入弁の方向に加速される。ピストンの速度は上死點と下死點とのほぼ中央附近で最大になるが、この附近でシリンダ内の壓力は最小になる。吸氣管内の壓力\* はこれより少しおくれで最小になり、それ以後はピストン速度が減るために吸氣管内の空氣柱の減速が始まり、このために吸氣管壓力は急激に上昇し始める。このときの壓力上昇は吸氣管の長さが短い程、またこの瞬間のシリンダ内の容積が小さい程速やかである。そして第2圖に示すように吸入終りの下死點附近で吸氣管の壓力は大氣壓を超え、最大値に達し以後は吸氣管内の氣柱の自由振動により周期的に吸氣壓力は變化しながら減衰する。



第3圖

今吸氣管壓力がシリンダ内壓力より大きい間は吸氣弁が開いて居ればシリンダ内に混合氣が吸入されるわけであるから、吸入弁が閉じる瞬間にシリンダ内の壓力  $p_1$  が吸氣管壓力とちよ

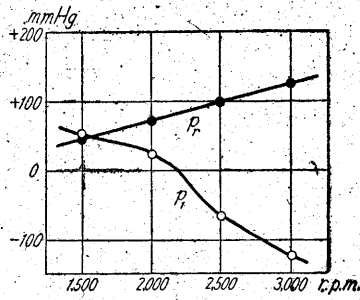


減速が始まり、このために吸氣管壓力は急激に上昇し始める。このときの壓力上昇は吸氣管の長さが短い程、またこの瞬間のシリンダ内の容積が小さい程速やかである。そして第2圖に示すように吸入終りの下死點附近で吸氣管の壓力は大氣壓を超え、最大値に達し以後は吸氣管内の氣柱の自由振動により周期的に吸氣壓力は變化しながら減衰する。

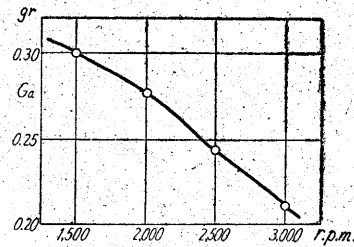
今吸氣管壓力がシリンダ内壓力より大きい間は吸氣弁が開いて居ればシリンダ内に混合氣が吸入されるわけであるから、吸入弁が閉じる瞬間にシリンダ内の壓力  $p_1$  が吸氣管壓力とちよ

\* ここでいう吸氣管内壓力とは吸氣管の附根すなわち吸氣弁の直前における壓力である。

うど等しくなつていれば、吸気弁を閉じる時期として理想的なわけである。第2圖では2000 r.p.m.のときにややこれに近い関係にある。 $p_1$ と回転数の関係をえがいてみると第4圖のようになり、2000 r.p.m.の場合には他の回転数の場合にくらべて相対的にみて大き目になつてゐることがわかる。これに對する吸入空氣量  $G_a$  を圖に示すと第5圖のように同様な傾向が見られる。



第4圖 吸気終り壓力  $P_1$  および排気終り壓力  $P_r$



第5圖 吸気行程1回當りの吸入空氣重量  $G_a$

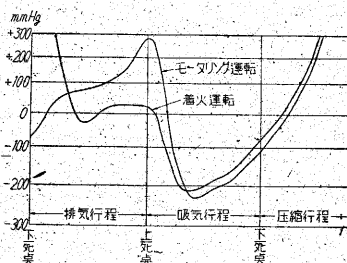
行程容積  $V=316$  cc のシリングで  $15^\circ\text{C}$  760 mm Hg に相當する空氣重量は 0.388 gr である。

このように吸気

管系の振動特性を利用して  $p_1$  を大にして出力の増大をはかることを慣性過給と稱し、高速回転において高い吸入効率を得るために考慮される現象である。もちろん過給機を使用して積極的に吸気管壓力を高めてやれば出力が増すことはすでに御承知の通りである。

#### 4. 殘留廢氣の壓力 $p_r$

前節の始めに一すふれたように  $p_r$  が高いと吸気弁の開いたときに吸気管内に逆流がおり、このために吸入行程の前半の期間中の吸気管内の氣柱の加速がおくれ、その結果ピストン速度の最大になる時期におけるシリング内壓力が小になり、従つてそれ以後のシリング内壓力は全般的に低くなり吸気弁の閉じるときのシリング内壓力  $p_1$  が低下する結果になる。すなわち  $p_r$  が吸氣量  $G_s$  におよぼす影響は第5式によつて表わされる直接的な影響の外に、 $p_1$  の値を變化させることによる二次的な影響をも有するわけである。この  $p_1$  が  $p_r$  におよぼす影響はモーターで内燃機



第6圖 モーターリグ運転と着火運転の低壓指壓線圖の比較

程中の壓力を測定して第2圖と比較してみるとよくわかる。第6圖に示すようにモーターリグの場合には排出行程中のガスの密度が着火運転の場合のそれよりも大きくなるため  $p_1$  が大きくなりその結果  $p_r$  が減少する。このようにして排気弁の閉じる時期および吸気弁の開く時期が  $p_1$  にどのようにして影響をおよぼすかをほぼ推定することができるかと思われる。すなわち排気弁を閉じる時期は排気終りの上死點におけるシリング内壓力が充分低くなるまでおそくすべきで、また吸気弁を開く時期は逆流をふせぐためにはシリング内壓力と吸気管壓力の等しくなる時期にすべきであるが、吸気行程の前半に吸気弁の開度を充分にする必要と合せ考えると、これより少しはやめに開く方がよいことがほぼ想像されると思う。實際には現在、弁の開閉時期を定めるためのはづきりした根據がなく設計者によつて相當の差異があり、上述の程度の考察によつても明らかに不利であると思われる値を使用してるものも見られる状態である。

#### 5. 燃燒室内の高溫部分により熱せられるための溫度上昇 $\Delta T_2$

さきに一回の吸入行程當りの吸氣量  $G_s$  は

$$G_s = \frac{p_1 V_s}{R_1 (T_s - \Delta T_1 - T_2)} \cdot \frac{\epsilon^*}{\epsilon^* - 1} \left( 1 - \frac{p_r}{p_1 \epsilon^*} \right) \quad (5)$$

で表わされることを述べたが、この式で  $\epsilon^*$  は有効壓縮比であり、 $V_s$  はシリングの行程容積と吸気弁の閉じる時期によつて定まるものであるから、いずれも發動機によつて定まる値である。また  $R_1$  は混合氣のガス定數であるから燃料の種類および混合比\*によつて變化するが燃料がガソリンである場合には混合氣の分子量は普通使用される混合比の範圍で 30~31 kg/Mol 程度になるから、 $R_1 = 27 \sim 28$  kgm/kg $^\circ\text{K}$  程度と考へてよい。今平均値をとつて  $R_1 = 27.5$  とすると、混合比 15 すなわち燃料 1 kg に對して空氣 15 kg を混合した場合にはほぼ相當する。すなわちこの場合の吸入空氣重量  $G_a$  は  $G_a = G_s \times \frac{15}{16}$  となるわけである。

そこで  $p_1$ ,  $p_r$  および  $G_a$  を實驗によつて求めると (5) 式から  $(T_s - \Delta T_1 + \Delta T_2)$  を求めることができる。  $T_s$  は吸入空氣の溫度であるから普通の場合\*\*は大氣の溫度を用いばよい。  $\Delta T_1$  は燃料の氣化による溫度降下であるが、ガソリンの場合には混合比によつて 20~35 $^\circ\text{C}$  程度と考へてよいから今  $\Delta T_1 = 25^\circ\text{C}$  とすると吸氣行程中に燃燒室壁より吸氣が熱せられるための溫度上昇  $\Delta T_2$  を、

r.p.m.	1500	2000	2500	3000
$\Delta T_2$ $^\circ\text{C}$	112	119	100	102

求めることができる。いま第2圖より  $p_1$ ,  $p_r$  を求めて

\* 空氣と燃料の混合化をいう。普通重量比で表わす。

\*\* 過給機等を使用する場合は別に測定する必要がある。

$G_a$  は第4圖の値を使用すると  $\Delta T_2$  の値として第2表に示すものが得られる。いずれの回転数でも  $\Delta T_2$  は約  $100^\circ\text{C}$  程度になつてゐる。いま吸氣の溫度  $T_s = 300^\circ\text{K}$  の場合に  $\Delta T_2$  が  $100^\circ\text{C}$  であつたとすると、このことだけで吸氣量は 0.75 に減ずるわけであるから、 $\Delta T_2$  が吸入空氣量に非常に大きな影響をおよぼしていることがわかる。この實驗に使用した發動機は水冷のL型の燃焼室を有し、シリンダ徑は 70 mm、ピストン行程長さは 82 mm で壓縮比は 4.4 であつた。

頭上弁型の燃焼室を有する場合には  $\Delta T_2$  はもつと小になるものと思われるが未だ實測していない。一般に頭上弁型のものより側弁型(L型燃焼室)のものより吸入効率がよいのが普通であるが、これには  $\Delta T_2$  の値の差が大きな役割をしているものと思われるが、いずれ確めてみ

たいと思つてゐる。

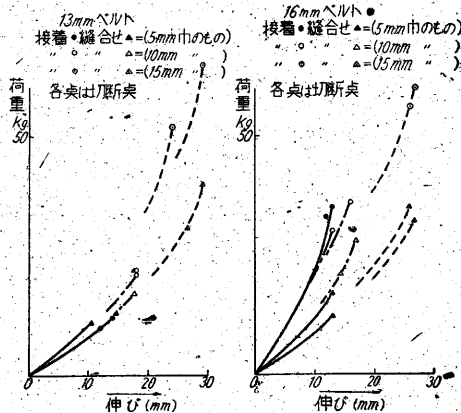
## 6. 結 語

内燃機關の吸入空氣量と吸氣管壓力や排氣壓力、あるいは慣性過給、弁開閉時期等との關係については多くの人々の研究があるが、上に述べたようにこの外にシリンダ壁から吸氣が熱せられるための影響が相當大きい場合もあることに注意を喚起したい。この  $\Delta T_2$  の値は燃焼室の構造殊に吸氣弁および排氣弁の配置によつて相當變わるように思われる。また同一の發動機でもその筒温によつて變わる。従つて點火時期によつても  $G_a$  が變化する。點火時期を進ませると筒温は昇り吸氣量  $G_a$  は減じ、遅らせると逆に増す。定量的な點についてはさらに検討したいと考えてゐる。(26. 11. 28)

## 實 験 ノ ー ト

### 紡績用スピンドルのテープの接着法

紡績用スピンドルの驅動用テープは從來ミシン方法によつて接續されていたが、これはしばしば切斷し、またその接合部はスピンドルの振動の原因ともなる。これに對してテープを合成樹脂によつて接着して使用した所強度的にも耐久的にも從來の方法にまさり、また振動におよぼす影響の少いことがわかつた。接合部の引張り試驗の結果を第1圖に示す。



第 1 圖

一般に接續面の大きいほど振動増加の原因となるので、テープの接續面は綿糸縫合せおよび合成樹脂接着のい

れの場合でも接續面の幅は 10 mm 程度のものが適當と思われる。スピンドル回転 12,000 RPM での耐久運轉の結果は綿糸縫合せテープがしばしば切斷するのに対し合成樹脂接着テープは同一回転で實用上充分耐久性があるほか 20,000 RPM の連續回轉でも非常によい結果を示している。

この接着方法は比較的簡單でまた短時間で行うことができるから、この方法による接着法を利用することは特に高回轉においての振動的な見地からも好ましい。その接着方法は、

- (1) 合成樹脂を變性アルコールで溶し一見ゴム狀の液體として使用する。
- (2) 合成樹脂液の塗布方法は最初布面に薄く一面に塗つてからさらに多目に塗る。
- (3) 塗布後の乾燥には AC 100 V-250 W の電球を使用して、乾燥する方法が比較的良く、合成樹脂液の塗布面が白色に變るころ第1回の乾燥を止める。この場合の乾燥は接着部と電球との間隔を 15 mm-20 mm の位置に保つのが適當である。
  - A. 第1回の乾燥は 60 秒前後とする。
  - B. 第1回の乾燥後兩端を接着させ、ハンマーで 1~2 度打撃を與える。
  - C. 第2回の乾燥を行い 90 秒~120 秒乾燥して終了する。
- (4) 乾燥に要する時間は、A. B. C. をふくめて 4.0 ~ 4.5 分で十分である。(立石泰三(26.11.9))