吸込弁及び排気弁の大きさに対する一考察⁽¹⁾

(昭和 13 年 4 月 10 日 第 15 期定時総会講演會に於て講演)

正 員 濱 部 源 次 郎⁽²⁾ 正 員 長 尾 不 二 夫⁽³⁾

1. 緒言 内燃機関の速度が高くなるに従てその体積効率⁽¹⁾は次第に低下する。これを防ぐには弁における ガス速度を出来るだけ低くし、且吸込管の抵抗を少くすることが必要である。ガス速度 を低くするには弁の面積を大きくせねばならぬが、制限ある シリンダ蓋 に吸込弁、排気弁を両方共大きく作することは出来ない。故に吸込弁、排気弁の大きさを如何なる割合にとれば最も有利であるか考へて見る。最近の高速ディーゼル機関 173 種に就て排気弁と吸込弁の面積比を調べた結果、(吸込弁面積)/(排気弁面積)が最小 0.9 から最大 2.13 の汎範囲に亘りその百分率は第 1 図に示す如き分布状態をなしてゐる。これ等の内何れが最もよいかは色々な方面から考慮せねばならぬが、こゝでは單に体積効率、及び ポンプ損失 の点のみから考へて見る。

2. 弁の大きさによる排気、吸込圧力の変化

p, v, T, G, V ...排気行程の任意の点における シリンダ内圧力、比体積、温度、ガス量、及び シリンダ体積。

p_e, v_e, T_e ...排気弁の開く時の圧力、比体積及び温度。

p_o, v_o, T_o ...大気状態における圧力、比体積及び温度。

c_p, c_v, R ...排気 ガス の恒圧比熱、恒積比熱及び ガス 恒数。

f, μ排気弁の開口面積及び流量係数。

上記の記号に ' を附し吸込行程中の値を示すものとする。 dt 時間に流出する ガス量 を dG_1 とすれば排気行程に対して次の関係が成立する。

$$-c_p T dG_1 + G dQ = d(c_v G T) + A p dV \dots\dots\dots(1)$$

$$dG_1 = -dG = -d(V/v) \dots\dots\dots(2)$$

$$dG_1 = \mu f \psi \sqrt{p/v} dt \dots\dots\dots(3)$$

流出を断熱的と仮定すれば

$$\psi = \sqrt{2g \frac{k}{k-1} \left\{ \left(\frac{p_o}{p} \right)^{2/k} - \left(\frac{p_o}{p} \right)^{(k+1)/k} \right\}}$$

$$\text{但し } p < \left(\frac{k+1}{2} \right)^{k/(k-1)} p_o \quad \text{なる場合}$$

$$\psi_{\max} = \left(\frac{2}{k+1} \right)^{1/(k-1)} \sqrt{\frac{2gk}{k+1}}$$

$$\text{但し } p \geq \left(\frac{k+1}{2} \right)^{k/(k-1)} p_o \quad \text{なる場合}$$

dQ は排気行程中の任意の点における單位 ガス量 に対する dt 時間の熱供給であつて、熱損失の場合は負値をとる。簡單のために指数 m なる ポリトロップ変化に相當する熱供給があると仮定すれば dQ は次の式で表される。

$$dQ = 1/R(c_p - mc_v)p dv \dots\dots\dots(4)$$

(1)~(4) 式より p を求めると

$$\frac{\mu f \psi \sqrt{p_e v_e} \left(\frac{p}{p_o} \right)^{1/2-1/2m} \left(\frac{p_o}{p_e} \right)^{1/2-1/2m} dt}{V} = - \left\{ \frac{dV}{V} + \frac{1}{m} \frac{d(p/p_o)}{p/p_o} \right\} \dots\dots\dots(5)$$

$V = V_h \varphi(\theta)$ V_h = 行程体積
 $f = f_m F(\theta)$ f_m = 弁の最大開口面積
 $\varphi(\theta), F(\theta)$ は ピストン変位 及び弁の揚程曲線により定る θ の函数である。 f_m' を吸込弁の最大面積、 a を シリンダ蓋上に於て弁に許し得る面積の ピストン面積 F に対する比とする。

$$f_m + f_m' = aF \quad f_m'/f_m = \gamma$$

第 1 図

第 2 図

これ等の関係を (5) 式に入れて整理すると

$$\frac{d \ln(p/p_o)}{d\theta} = -\xi \frac{F(\theta)}{\varphi(\theta)} \psi \left(\frac{p}{p_o} \right)^{1/2-1/2m} - m \frac{1}{\varphi(\theta)} \frac{d\varphi(\theta)}{d\theta} \frac{\pi}{180} \dots\dots\dots(6)$$

$$\xi = m \mu \left(\frac{a}{1+\gamma} \right) \sqrt{\frac{RT_e}{c}} \left(\frac{p_o}{p_e} \right)^{1/2-1/2m} \dots\dots\dots(7)$$

c = ピストン速度

排気圧力経過は弁面積の比 γ を含んだ補助変数 ξ により変化する。

次に吸込行程に対しても吸気が シリンダ 内に吸入されると直に混合し一様な ガス となり且運動の エネルギー は熱に変わり吸気の温度を上げるものと仮定すれば (1)~(3) 式と同様な関係式が成立する (但し符号は適當に考へねばならぬ)。簡單のために比熱及び ガス 恒数は 排気ガス に対しても吸入気に対しても同一であるとし、熱供給を (8) 式の如く仮定

(1) A Consideration on the Size of the Exhaust Valve and the Suction Valve of a High Speed Internal Combustion Engine.
 (2) Genziro HAMABE, Member. The Kyoto Imperial University.
 (3) Huzio NAGAO, Member. The Kyoto Imperial University. 京都帝国大学。

すれば圧力経過は (9) 式にて與へられる。

$$G'dQ' = 1/R \cdot (c_p - m'c_v)p'dV \dots\dots\dots(8)$$

$$\frac{d \ln(p'/p_o)}{d\theta} = \xi' \frac{F'(\theta)}{\varphi(\theta)} \psi' \left(\frac{p'}{p_o} \right)^{-1} - m' \frac{1}{\varphi(\theta)} \frac{d\varphi(\theta)}{d\theta} \frac{\pi}{180} \dots\dots\dots(9)$$

$$\xi' = \frac{m}{k} \frac{\mu}{\mu'} \frac{1}{\gamma} \sqrt{\frac{T_o}{T_o}} \left(\frac{p_o}{p_e} \right)^{1/2-1/2m} \xi \dots\dots\dots(10)$$

(6) 及び (9) 式は一般的に解くことは出来ないが、数字代入法又は図式解法により解くことが出来る⁽⁴⁾。高速ディーゼル機関に於てクランク腕、連桿の長さの比 1:3.5, 圧縮比 1:17, 排気弁、吸

込弁の開閉曲線を第 2 図の如く選び、 ξ , ξ' の種々な値に対して圧力経過を計算した結果、第 3 図に示すようになる。排気行程の終に基だしい圧縮が起り、吸込行程の始めに真空が生じてゐるが実際に於てピストン速度が 10 m/s 位になるとこの程度の圧縮、真空は起つてゐる。

第 4 図は光電管指圧計により排気、吸込行程の圧力変化を擴大して記録したものであつて、第 3 図に示す ξ , ξ' の値の近似な曲線と比較すれば圧力経過も大体一致してゐることがわかる。

3. 体積効率及びポンプ損失

吸込圧力の計算の場合における仮定をそのまゝ用ひることにすれば、吸込行程に対しても (1) 式と同じエネルギー式が成立する。

$$c_p T_o dG_o + G'dQ' = d(c_v G'T') + A p'dV \dots\dots\dots(11)$$

dG_o は dt 時間に吸入された新気量であつて大気状態における体積で表せば $dG_o = p_o dV_o / RT_o$, これを上式に入れると

$$\frac{c_p}{R} p_o d \left(\frac{V_o}{V_h} \right) + G' \frac{dQ'}{V_h} = c_v \frac{d(p'V)}{V_h R} + A p' \frac{dV}{V_h} \dots\dots\dots(12)$$

体積効率とは吸入新気量を大気状態で表したものを、行程体

積で割つたものであるから $\eta_v = V_o/V_h$ である。故に上式は

$$d\eta_v = \frac{R}{c_p} \frac{1}{p_o} \frac{1}{V_h} \left\{ \frac{c_v}{R} d(p'V) + A p'dV - G'dQ' \right\} \dots\dots\dots(13)$$

吸入の始まる時の シリンダ体積 及び圧力を V_r, p_r , 吸入の終りの シリンダ体積 及び圧力を V_s, p_s とし、(13) 式を吸込行程全体に就て積分すると体積効率が求まる。

$$\eta_v = \frac{1}{k p_o} \left(p_s \frac{V_s}{V_h} - p_r \frac{V_r}{V_h} + \frac{AR}{c_v} \int p' \frac{dV}{V_h} - \frac{R}{c_v} \int \frac{G'dQ'}{V_h} \right) \dots\dots\dots(14)$$

$G'dQ'$ に (8) 式を用ひ $V_s/V_h = \varepsilon_s$, $V_r/V_h = \varepsilon_r$, と置け

$$\text{ば } \eta_v = \frac{1}{k p_o} \left\{ \varepsilon_s p_s - \varepsilon_r p_r + (m' - 1) \int p' d\varphi(\theta) \right\} \dots\dots\dots(15)$$

第 3 図に示す圧力曲線から体積効率を求め、 γ に対する関係を示すと第 5 図の点線で示した

η_v 曲線のやうになる。実線で示した η_v 曲線は別のカムを用ひ弁開閉時期も変へた場合であつて、弁開閉時間、カムの形等により最大の η_v を與へる γ の値は変化するが、 $\gamma=1$ よりも大きな所で起ることは明である。第 5 図の p/p_o 曲線は排気、吸込行程のポンプ損失を平均圧力で示したものであつて、ポンプ損失も $\gamma=1$ より大なる所で最小となるが、 η_v の最大となる γ より小さい値である。

4. 結論 実際の場合には吸込管、排気管の影響、温度の影響等があるから、こゝに示した理想的な場合とは違つて来る。又弁の大きさは熱傳導の方面からも考へねばならぬから上に示した考へ方が最良とは云へないが、高速機関に於ては従来

低速機関に行はれてゐる如く弁の大きさを等しく選ぶことが出力増加の点から必ずしもよい方法でないことを証明するには充分である。第 1 図の c 曲線は最近のディーゼル機関における、ピストン速度と γ との関係を示すものでピストン速度が大なる程 γ が大きく選ばれてゐる傾向は注目すべきことである。

本研究は財團法人野村奨學會の援助による「高速ディーゼル機関の研究」の一部である。又計算には細井禾苗君を煩はしたことに附記する。
(昭和 13 年 5 月 3 日受付)

第 3 図

第 4 図

第 5 図

(4) 西脇仁一、航空研究所彙報、第 152 号、198—208 頁。