

琉球大学学術リポジトリ

予燃焼室ディーゼル機関における運転条件(吸入空気温度および吸気圧)と性能

メタデータ	言語: 出版者: 琉球大学工学部 公開日: 2012-03-27 キーワード (Ja): キーワード (En): 作成者: 新里, 隆男, Shinzato, Takao メールアドレス: 所属:
URL	http://hdl.handle.net/20.500.12000/24033

予燃焼室ディーゼル機関における運転条件 (吸入空気温度および吸気圧) と性能⁺

新 里 隆 男*

The Effect of Intake Air Temperature and Pressure for Engine Performance in a Pre-Combustion Type Diesel Engine.

Takao SHINZATO

It has widely been pointed out by some well-known scholars that there are close relationships between the engine performance and operating conditions and also there is thermodynamic effect on the engine performance.

They established the equations for the volumetric efficiency affected by the atmospheric air temperature and pressure, intake manifold pressure, and the like.

In this paper, the writer tried to confirm the propriety of the above mentioned equations in his experiment, in which he examined the effect on the pressure and temperature in the intake pipe which are affected by the engine performance.

The result of the experiment indicates that the increasing pressure in the intake pipe had a good effect on the volumetric efficiency, where as the increasing temperature had an ill one.

1. 結 言

一般に副室付ディーゼル機関（予燃焼室またはうず流室）の性能は、主燃焼室と副室の大きさおよびその比や、それらの形状に大きく影きょうをうけるといわれている。⁽¹⁾

一方内燃機関において、吸入空気重量およびその他の影きょうについて定性的に一応明らかにされている。⁽²⁾⁽³⁾ また運転条件ならびに外気状態によりどのように変化するかについても定量的に推定しうる計算式がいくつか定められているがまだ統一されていない。

本研究は、予燃焼室ディーゼル機関において圧縮行程で主燃焼室から連絡孔を通して予燃焼室に流入する際に、予燃焼室内空気流動が吸入空気の圧力と温度によって変化して間接的にどのような影きょうをうけるかを実験的に検討するものである。

内燃機関の燃焼室内の空気流動または燃焼状態を観

察する方法として、1). 圧力波形の分析、2). 高速度カメラ撮影による直接観察、3). 水模型による間接的観察、等があるが本実験では動力計による測定のみで推察を試みた。

2. 記号および単位

- B : 燃料消費量 (kg/h)
- b_e : 正味燃料消費率 (g/ps.h)
- D : シリンダ直径又はオリフィス管径 (mm, cm)
- e : 圧縮比または膨脹係数
- H_u : 低位発熱量 (Kcal/Kg)
- i : 一回転のサイクル数
- K : 圧縮係数
- l : 動力計の腕の長さ、またはピストン行程 (m, mm)
- m : オリフィスの絞り面積比
- P_e : 正味平均有効圧 (kg/cm²)

⁺受付: 1971年9月30日

* 琉球大学理工学部機械工学科

P_s : 吸入圧力 (mmAq)
 L_o : 理論空気量 (Nm^3/kg)
 N : 毎分回転速度
 N_e : 正味出力 (ps)
 Q_n : 流入空気量 (Nm^3/h)
 S : 排気煙濃度
 P_1 : オリフィス動圧側圧力 (mmAq)
 P_2 : 静圧側圧力 (mmAq)
 t_e : 排気温度 ($^{\circ}C$)
 T_1 : サージングタンク内絶対温度 ($^{\circ}K$)
 T_n : 標準大気絶対温度 ($^{\circ}K$)
 V_h : 行程容積 (m^3, ℓ)
 W : 動力計指示荷重
 K_w : キロワット
 η_e : 正味熱効率
 η_v : 体積効率
 α : 流量係数
 γ : 比重量 (kg/m^3)
 γ_n : 標準大気の比重量 = 1.293 (kg/m^3)

3. 計算式

a) 軸出力 N_e (Ps)

$$K_w = \frac{1}{974} \ell \cdot W \cdot N$$

IPS = 0.7355KW であるので

$$N_e = 0.5584 \times W \cdot N \times 10^{-3} \text{ (Ps)}$$

b) 平均有効圧 P_e (kg/m^2)

$$N_e = \frac{1/4 \cdot \pi \cdot D^2 \cdot \ell \cdot P_e \cdot N \cdot \ell}{75 \times 60} \text{ より求める。}$$

$$P_e = \frac{4 \times 75 \times 60}{\pi \cdot D^2 \cdot \ell \cdot N \cdot \ell} \cdot N_e$$

この式に：

$$N_e = 0.5584 \times 10^{-3} \cdot W \cdot N$$

$$\pi = 3.14$$

$$D = 80 \text{ mm}$$

$$\ell = 100 \text{ mm}$$

$$i = 1/2$$

をそれぞれ代入して次式を得る。

$$P_e = W$$

c) 燃料消費量 B (g/hr)

燃料 25cc を消費するのに要する時間 (秒) を測定して求める。

$$B = \frac{25 \cdot \gamma \cdot 3600}{t} = 9 \times 10^4 \cdot \frac{\gamma}{t} \text{ (g/hr)}$$

d) 燃料消費率 b_e (g/ps.hr)

$$b_e = \frac{B}{N_e} = 16.12 \times \frac{\gamma}{W \cdot N \cdot t} \times 10^7 \text{ (g/ps.hr)}$$

e) 正味熱効率 η_e

$$\eta_e = \frac{632 \cdot N_e}{B \cdot H_u} = \frac{632}{H_u \cdot b_e} \times 10^5 \text{ (%)}$$

f) 流入空気量 Q_n (Nm^3/hr)

オリフィス流量計より求める。

$$Q_n = 0.012 \cdot m \cdot \alpha \cdot D^2 \varepsilon \sqrt{\frac{P_1 - P_2}{\gamma_n} \cdot \frac{D \cdot T_n}{P_n \cdot T_1 \cdot K}}$$

この式に $m = 0.108, \varepsilon = 1.0$

$$\alpha = 0.6, \gamma_n = 1.293$$

$$D^2 = 5806.4, T_n = 273$$

$$K = 1, P_n = 10332$$

をそれぞれ代入して計算すると

$$Q_n = 0.676 \sqrt{\frac{P_1 (P_1 - P_2)}{T_1}} \text{ (Nm}^3/\text{hr)}$$

g) 空気過剰率 λ

実際の吸入空気量 Q_n と理論空気量 L_o の比

$$\frac{Q_n}{B L_o} = \lambda$$

$L_o = 11.08 \times 10^{-3} Nm^3/g$ を入れると

$$\lambda = \frac{Q_n}{B} \cdot \frac{1}{11.08} \times 10^{-3}$$

h) 体積効率 η_v

$$\eta_v = \frac{Q_n}{30 \cdot N \cdot V_h}$$

$V_h = 5.02 \times 10^{-4} m^3$ を代入すると

$$\eta_v = \frac{Q_n}{30 \cdot N \cdot V_h} = \frac{Q_n}{N} \cdot \frac{1}{1.5} \times 10^{-4} \text{ (%)}$$

4. 供試機関および実験方法

4.1 供試機関

実験に使用した機関は立て形単シリンダ、水冷4サイクル、予燃焼室ディーゼル機関である。表にその仕様を示し Fig. 1 は機関頂部の断面図である。

出力/回転数	4PS 1730 rpm	噴孔面積比	0.514%
シリンダ径 ×行程	80×100mm	予燃焼室体積比	40%
予燃焼室体積	13cc	主燃焼室体積比	60%
主燃焼体積	19.4cc	圧縮比	16.6
主噴孔径	5mm×1個	燃料噴射圧	120Kg/m ²
副噴孔径	2mm×2個	正味重量	150Kg

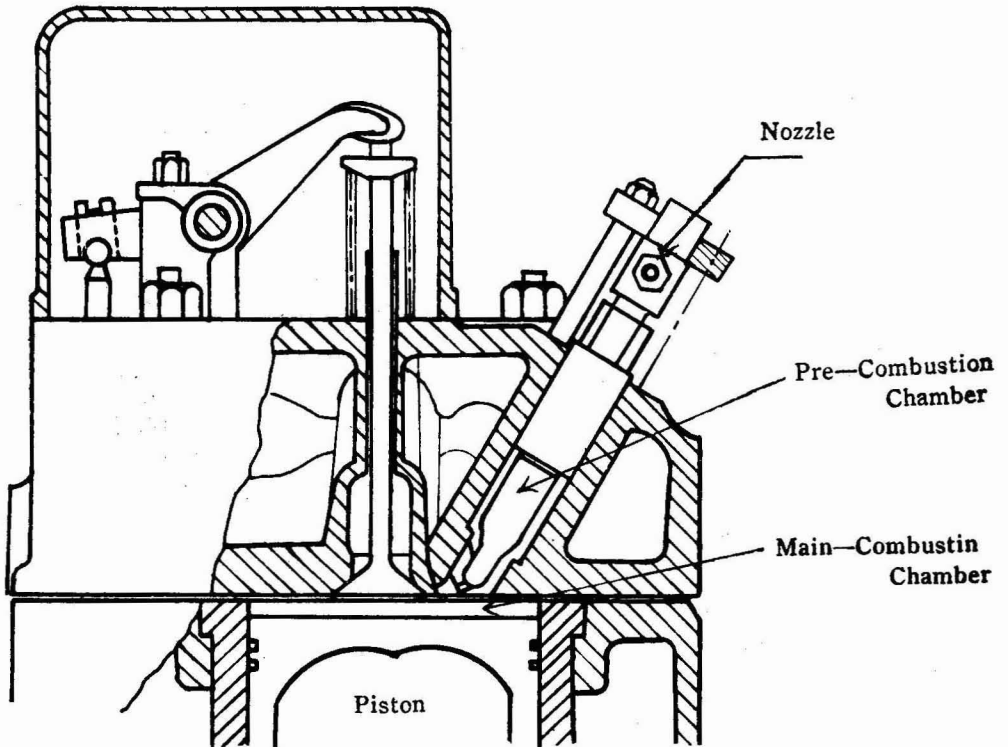


Fig. 1 Cross-sectional view of the combustion chamber

4.2 実験方法

動力計は直流電気動力計を用い、回転速度一定で測定する。（誤差±10r.p.m）
 吸気加熱装置は、ニクロム抵抗線を用い、吸入空気温度を20℃、35℃、50℃、65℃、75℃とそれぞれ変化させた。

吸気圧力を上昇させるには、ルーツ送風機を用い、100、200、300、400 mmHg に変えて実験を行なった。

5. 定性および定量的実験式

吸入空気重量（または体積効率）におよぼす諸影きようは定性的に一応明らかにされている。Taylorによれば次のような実験式を導き出している。⁽⁴⁾

$$\frac{\eta_v}{\eta_{vb}} = \sqrt{\frac{T_i}{T_{ib}}} \left(\frac{T_{cb} + 2000}{T_c + 2000} \right) \left(\frac{K-1}{K} + \frac{r-1}{K(r-1)} \frac{P_e}{P_i} \right) K_F K_{Ic} K_{Ip}$$

ここで

- η_v : 任意の体積効率
- η_{vb} : 基準となる体積効率
- T_i : 吸入温度 (°K)

- T_{ib} : 基準状態における吸入温度 (°K)
- T_c : 任意の冷却水温度 (°K)
- T_{cb} : 基準の場合の冷却水温度 (°K)
- r : 圧縮比
- K : 比熱比 $\left(= \frac{C_p}{C_v} \right)$
- P_e : 残留排気圧 (Kg/cm²)
- P_i : 吸気圧 (Kg/cm²)
- K_F : 空燃比による補正係数
- K_{Ic} : 吸入弁閉時の "
- K_{Ip} : 吸入管長さによる "

すなわち、体積効率は入口温度が高くなると増加することを示している。その理由としては、入口温度が高くなるとシリンダ壁との温度差が減少するから吸気の加熱は少なくなる。すなわちシリンダ内吸気への熱量が減少するため吸気量が増すためといわれている。⁽⁵⁾ このことは長尾不二夫博士も理論づけている。

また吸入空気量に関する出力修正式においては一般に出力は吸入大気温度に逆比例するものと考えられている。五味努氏は、ガソリン機関についての考察ではあるが吸入空気量すなわち充填効率におよぼす熱的影きようについて、定量的に推定するために次の式を

(6)
導き出している。

$$\Delta T_{2.4.5} = \frac{P_1 \cdot V_s}{G_s \cdot R_1} \cdot \frac{\epsilon}{\epsilon - 1} \left\{ 1 - \frac{1}{\epsilon} \left(\frac{P_5}{P_1} \right)^{\frac{1}{n_2}} \frac{R_1}{R_5} \right\} - T_a + \Delta T_1 - \left(1 - \frac{C_{ps}}{C_{pr}} \right) \Delta T_3$$

ここで

- $\Delta T_{2.4.5}$: $\Delta T_2 + \Delta T_4 + \Delta T_5$
- ΔT_1 : 燃料の気化による温度降下
- ΔE : シリンダ壁など高温度部からの伝熱による温度上昇
- ΔT_3 : 吸入混合気と残留排気との混合による温度上昇
- ΔT_4 : 押し込み効果など機械的仕事による温度上昇
- ΔT_5 : 吸入空気加熱器による温度上昇
- P_1 : 圧縮はじめの圧力
- V_s : 行程容積
- G_s : 混合気（空気+燃料）重量
- P_5 : 残留ガス圧
- R_1 : 圧縮はじめの混合気的气体定数
- R_5 : 残留ガスの气体定数
- ϵ : 圧縮比
- n_2 : ポリトロップ指数
- T_a : 大気温度
- C_{ps} : 吸入混合気の定圧比熱
- C_{pr} : 残留ガスの定圧比熱

上式で混合比 $Y = \frac{G_a}{G_f}$ とすれば $G_a = \frac{Y+1}{Y}$ となる。

$C_{ps}/C_{pr} = 1$, $R_1/R_5 = 1$ として, $n_2 = n = 1.3$ とすれば

$$G_a = \frac{Y}{Y+1} \cdot \frac{P_1 V_s}{R_1 (T_a - \Delta T_1 + \Delta T_{2.4.5})} \cdot \frac{\epsilon}{\epsilon - 1} \left\{ 1 - \frac{1}{\epsilon} \left(\frac{P_5}{P_1} \right)^{\frac{1}{n}} \right\}$$

ただし P_0, T_0 は標準大気状態における圧力と温度, R_a は空気的气体定数である。

6 実験結果および考察

Fig. 2 は吸入空気圧が機関性能におよぼす影きょうを示している。
吸気圧の増加と共に最低燃料消費率は高負荷域に移行

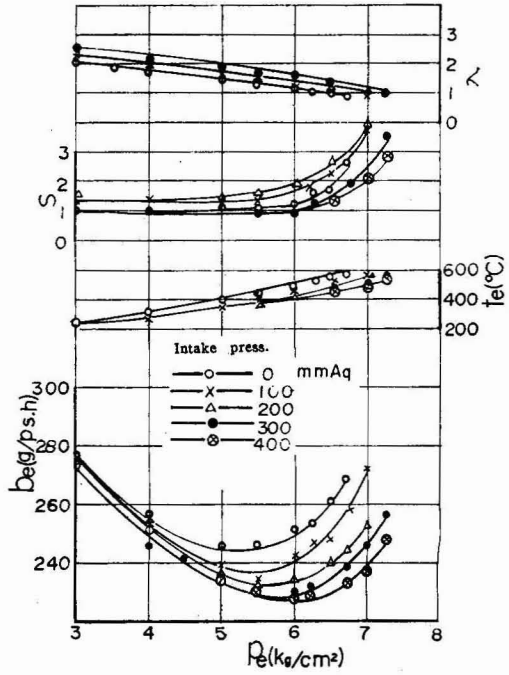


Fig 2—Effect of intake press.

している。排気温度は低くなり煙限度出力も増加する傾向を示す。反面, 低負荷域では吸気圧を増すと燃料消費率は比較的高くなる傾向があり, 排気温度も高くなっている。これは低負荷域では吸入圧が増すと背圧による損失が比較的大きいためであると思われる。しかし高負荷域では吸気圧の増加と共に比重量が増して体積効率が大きくなり, 発火燃料が促進され出力が増すのである。

その他吸気圧を高くすると, サイクル全体のガス密度が高くなり, シリンダ壁への伝熱量は多くなるが出力当りの損失が少ないことやポンプ損失が少なくなるためである。

Fig. 3 は吸気温度をかえて機関性能におよぼす影きょうを示す。

燃料消費率は吸気温度の増加と共に特に負荷の大きい範囲で増大し, 最低燃料消費率も低負荷の方へ移行

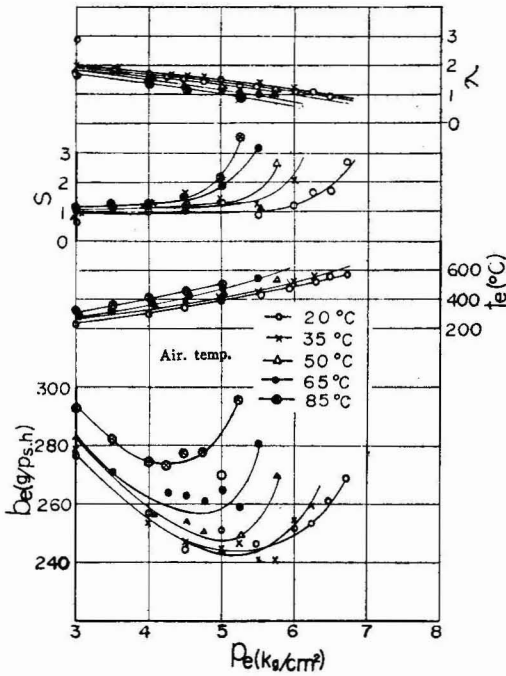


Fig. 3—Effect of Air temp.

し、機関性能は悪い。

これは前記の理論でも述べたように吸気温度の増加と共に、吸気が膨脹し、そのため比重量が減少し体積効率が低下するためである。

その他図示出力の中での摩擦損失の占める割合が増加することと、空気過剰率の低下に伴い比熱が大きく⁽⁷⁾なるためであるといわれている。

また排気温度が吸気温度の増加と共に高くなるのは、吸入空気の粘性を大きくし、そのため空気流動が衰えて熱発生時間も長くシリンダ内で熱の仕事に変換する量が減少し排気損失が増すためである。

以上のような実験に加えて、吸気温度も変えながら吸気圧力を変化させた場合の実験結果を Fig. 4, Fig. 5 に示す。

Fig. 4 は、吸気温度 65°C で吸気圧を変化させた場合の機関におよぼす効果を示し、Fig. 5 は吸気温度 85°C の場合である。

これらの図からもはっきりいえることは、各温度 (65°C, 85°C) において吸気圧を増すと 20°C の場合

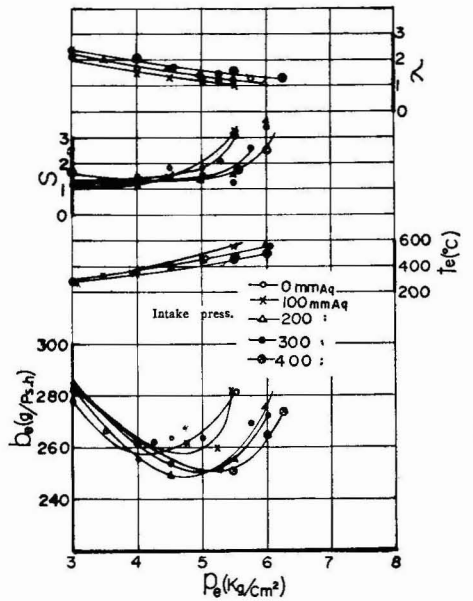


Fig. 4—Effect of intake press. at 65°C air temp.

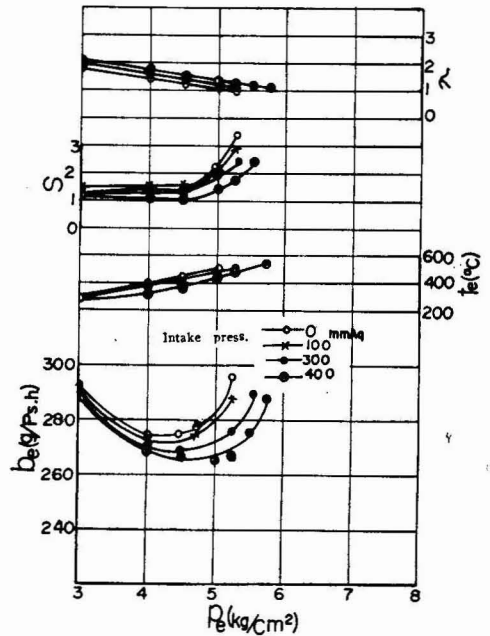


Fig. 5—Effect of intake press. at 85°C air temp.

と全く同じ傾向を示していることがわかる。

吸気温度の増加は、それと共に吸気圧を増しても良い効果はみられない。

Fig. 6, Fig. 7は吸気温度をパラメータにとり吸気圧を変化させた場合の性能図である。

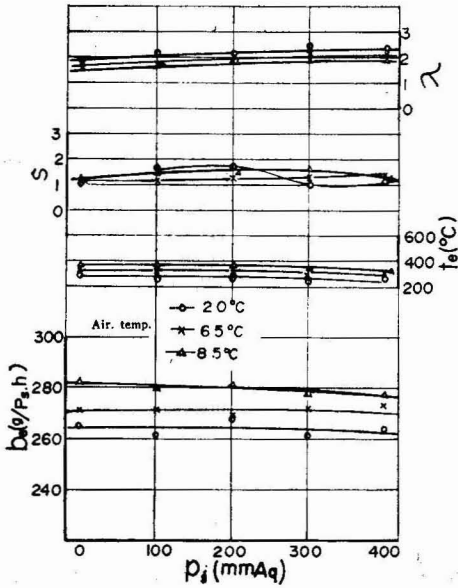


Fig. 6—Effect of intake press. and air temp. at low load ($Pe=3\text{kg}/\text{cm}^2$)

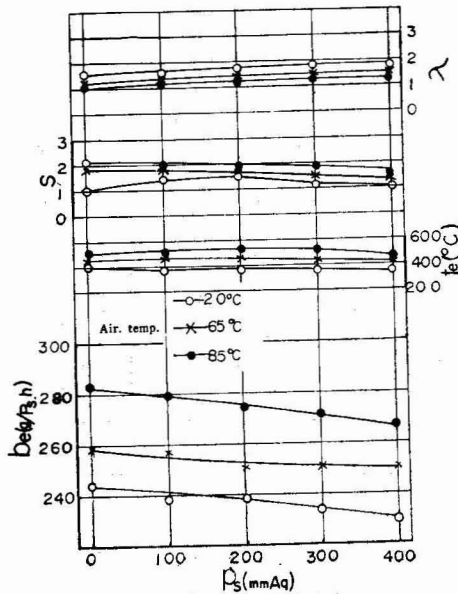


Fig. 7—Effect of intake press. and air temp. at high out-put ($Pe=5\sim 6\text{kg}/\text{cm}^2$)

吸気温度の増加は、各吸気圧力に関係なく高負荷域で空気過剰率は減少し、煙濃度は悪く、排気温度は高くなりそれに燃料消費率も悪くなる傾向を示している。しかし低負荷域では吸気温度を 20°C 、 65°C 、 85°C のいずれの場合でも吸気圧力の効果はあまりないが、高負荷域では吸気圧力の増加と共に燃料消費率、排気煙濃度、空気過剰率、排気濃度はいずれも良い結果を得ている。

Fig. 8は煙限度を空気過剰率 $\lambda=1.2$ の場合におき、吸入温度をパラメータにとり機関性能を検討した

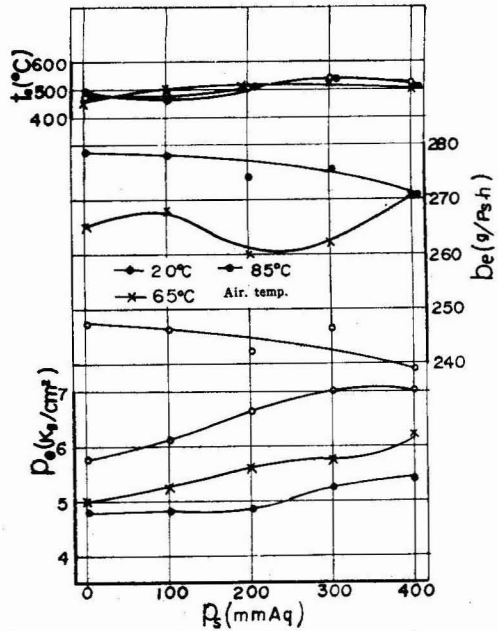


Fig. 8—Per formance at $\lambda=1.2$

ものである。吸気圧の増加は煙限度出力を増し、燃料消費率も低下し機関性能に良い結果をもたらしている。しかし吸気温度の効果は逆に機関性能は良くない。

7. 結 言

一般にディーゼル機関の燃焼室内での、規則的な空気流動は燃料の燃焼性を良くし、機関性能の向上に役立つといわれている。

すなわち、規則的な気流は油粒の周囲から、燃焼ガク

を追い払い、たえず新しい空気を供給することができるので、燃焼促進に最も効果がある。

したがって吸気温度を増すと、空気の粘性が大きくなり、不規則な空気流動を生じやすく、そのために発火おくれは短くなり、圧力上昇もゆるやかになる。すなわち熟発生率は減少し燃焼期が長くなる。ということは有効仕事に変換される量が少なくなり、排気温度が高くなる原因となる。

以上のことから次のような結論を得た。

- (1) 吸気圧の増加は、機関性能を表わすのに最も重要な燃料消費率が減少し、その上高出力も得られる。
- (2) 吸入大気の温度増加は、体積効率を減少させ、機関性能を著しく悪くする。
- (3) ディーゼル機関において吸気温度の増加は、多種燃料性を向上させる上で非常に効果があるといわれている。⁽⁸⁾ 低セタン価燃料を使用する場合、負荷および回転速度に応じて吸気温度を変えて運転した方が望ましい。

終わりにのぞみ、この研究に協力してくれた、当時学生だった、古波蔵健次君と渡久山朝賢君の二人に深く感謝します。

参 考 文 献

- (1) 長尾不二夫, 内燃機関講義 (上), 養賢堂 (昭和42.1), PP278~304
- (2) 同 上 PP91~93
- (3) C.F.Taylor. The Internal Combustion Engine in Theory and Practice (1960), John Wiley and Son's Inc., P157
- (4) 同 上 P205
- (5) 長尾不二夫, 内燃機関講義 (上), 養賢堂 (昭和42.1) P83
- (6) 五味 努, 日本機械学会講演論文集 No. 176 (67—10) P61
- (7) 村 山 正, 日本機械学会論文集, 36, 285 P 844
- (8) 同 上