熱線流速計による内燃機関シリンダ内 空気流速の測定について*

浜本嘉輔**・脇坂知行***・大西正幸****

Hot-Wire Anemometry in the Engine Cylinder

By Yoshisuke Hamamoto, Tomoyuki Wakisaka, Masayuki Ohnishi

In order to measure the air flow velocity in the cylinder of internal combustion engine by means of a hot-wire anemometer (constant temperature type), it is necessary to compensate the output of anemometer for the variations of air temperature and pressure and the conductive heat loss to the supports of hot-wire. The conductive heat loss to the wire supports depends on the temperature of the tip of support. In the engine cylinder, the support temperature varies with the crankangle.

The previous report had described a practical compensation method of the hot-wire anemometer output for the variation of air temperature and the heat loss to the hot-wire supports in the steady flow.

In this study, the effects of the pressure on the convective heat flow to the air and the conductive heat loss to the supports were investigated. Further, the behavior of the support temperature in the engine cylinder was studied, and a prediction method of the support temperature in the engine cylinder was discussed. As the result of this study, a practical compensation method of the hot-wire anemometer output for the variations of air temperature and pressure and the heat loss to the hot-wire supports was proposed.

1. ま え が き

内燃機関シリンダ内ガス流動の燃焼に及ぼす影響は非常に大きい。例えば、ディーゼル機関の排出ガス中の窒素酸化物とか、すすなどの濃度に、シリンダ内スワールの強さが大きな影響を及ぼしている¹⁾。また、ガソリン機関における窒素酸化物の生成を抑える目的で排気再循環を行わせた場合のように、燃焼温度の低い混合気条件での機関のサイクル変動を抑制するためには、燃焼室内ガス流動が効果的であり、実際にも利用されている。このように、燃焼室内ガス流動状態を知ることは、燃焼の研究、機関の設計、開発において非常に重要なことであるが、温度、圧力が大きく変化して、流れの方向も一定でないような流れ場で、ガス流速、乱れの性質などガス流動状態を明らかにすることは容易なことではなく、非常に多くの方法が試みられている²⁾。

現在のところ、よく用いられている方法は、熱線流速

計^{3~7)}、放電法^{8~12)}およびレーザ流速計^{7, 13~16)}である。レーザ流速計は火炎中のガス流速測定も可能であり、最近多く利用されるようになってきたが、あまり手軽な方法ではない。放電法は圧力、温度の影響を受けずに流速を測定することができるが、乱れの性質を測定することができない。この点、熱線流速計は、駆動運転状態のシリンダ内空気流速の比較的手軽な測定方法として多用されており、特に定温度型熱線流速計は周波数特性も良く、乱流特性の計測も可能である。

駆動運転状態の内燃機関シリンダ内乱流特性を熱線流速計にて測定しようとする場合、(a)ガス圧力、温度の変化およびそれによるガスの物性値の変化に対する熱線流速計出力の補正、(b)熱線支柱への熱伝導損失に対する熱線流速計出力の補正、(c)熱線に対する流れの方向の測定および流れの方向のサイクルごとの変動が少ないことの確認などの諸点について検討しておく必要がある。流れの方向の測定については、例えば、火花放電経路を写真撮影する方法⁶⁾により測定することができる。また、熱線支柱への熱伝導損失およびガス温度変化に対する定温度型熱線流速計出力の補正法については、前報¹⁷⁾において、定常流の場合について詳しく検討し、その実用的補正法を示した。熱線支柱への熱伝導損失量を求めるた

* 原稿受付 昭和55年12月22日

昭和55年秋季学術講演(昭和55年10月22日)

** 正会員 京都大学工学部(京都市左京区吉田本町)

*** 京都大学工学部(京都市左京区吉田本町)

**** 正会員 海技大学校(芦屋市西蔵町12-24)

めには、支柱先端温度を知る必要がある。定常流においては、熱線支柱先端温度はガス温度に近い値になる¹⁷⁾が、内燃機関シリンダ内におけるごとく、ガス温度変化が急な場合には、当然、支柱先端温度はガス温度と等しくならない。

本報においては、まず、定温度型熱線流速計出力に対する圧力の影響を調べ、次に内燃機関シリンダ内における熱線支柱先端温度の変化について調査し、前報¹⁷⁾の結果と合せて、定温度型熱線流速計にて内燃機関シリンダ内空気流速を測定するための実用的方法について述べる。

2. 圧力変化に対する熱線流速計出力の補正

2.1 実験方法 実験装置の概略を図1に示す。位相差180°のクランク機構(電動機により駆動)に連結された一対のピストンの運動により、密閉された室内空気を種々の圧力の下で流動させることができる。この流路に定温度型熱線流速計のセンサを取り付け、出力に及ぼす空気圧力の影響を調べた。

図1 実験装置概略

この実験装置では、クランク軸の回転に伴い室内容積がわずかに変化し、そのために、室内空気の圧力、温度が変化するので、空気の圧力および温度を半導体圧力変換器および抵抗線温度計(φ5mm×1.2mm、タングステン線センサ)にて測定した。定温度型熱線流速計、半導体圧力変換器および抵抗線温度計の各センサの取付位置は図示のごとく流路の中央部であり、その左側75mmの位置に整流格子が設置されている。なお、熱線支柱先端温度の測定には、φ0.1mmのクロメル-アルメル熱電

図2 熱線プローブ

対を支柱先端に電気接着した熱線プローブ(図2)を用いた。当然、流速はクランク軸回転角によって周期的に変化するが、左側(上流側)のピストンの上昇行程中で、下死点よりのクランク回転角 $\theta=90^\circ$ および $\theta=135^\circ$ の時期における空気流速の放電法による測定値(検定は常温常圧状態で行った)を真の空気流速とし、それぞれの時期における熱線流速計による流速測定値の比較の基準とした。なお、放電法による空気流速測定値には空気の圧力および温度の影響のないことが確かめられている¹⁸⁾。

図1に示したように、熱線流速計、熱線支柱先端温度測定用熱電対、圧力変換器、抵抗線温度計などの出力を一たんディジタルメモリに記憶させて後に、X-Yレコーダおよびプリンタにて記録した。それぞれのデータは各実験条件ごとに6回分採取し、それらの平均値を用いて熱線流速計出力補正のための計算を行った。実験条件を表1に示す。使用した熱線流速計プローブの形状は図2に示すようなもので、熱線の直径 $d=5.71\mu\text{m}$ 、長さ $l=1.17\text{mm}$ のタングステン線がステンレス鋼支柱に取り付けられている。なお、熱電対を取り付けた熱線プローブは熱線支柱先端温度を測定する場合にのみ使用した。

表1 実験条件

熱線平均温度 K	421
流速測定範囲 m/s	3~22
空気温度 K	287±3
空気圧力	$\theta=90^\circ$ 1.04, 3.00, 4.95, 6.87
kg/cm ² abs	$\theta=135^\circ$ 1.08, 3.13, 5.16, 7.16

測定例を図3に示す。空気圧力 P 、空気温度 T_g および熱線流速計出力電圧 V_{HW} は周期的に変化しているが、 T_g の変化はわずかであり、そのため、熱線支柱先端温度 T_H はほとんど一定で、 T_g の平均値との差もきん少(約4K)である。

2.2 実験結果 熱線の直径、長さ、電気抵抗および平均温度を d 、 l 、 r_w および T_m 、空気温度を T_g 、熱線から空気への熱伝達率を h 、熱線に流れる電流を I 、熱線支柱への熱伝導損失を Q_E とし、輻射熱損失を無視

図3 P , T_g , V_{HW} , T_H の測定例
(クランク軸回転速度 850 rpm)

すると、熱線のエネルギー収支は、

$$I^2 r_w - Q_E = \pi d l h (T_m - T_g) \quad (1)$$

となる。定温度型熱線流速計 (T_m , r_w 一定) は、流速による h の変化を I の変化から求め、流速を測定するものであり、前報では Q_E に及ぼす T_g , T_m の影響について調べたが、ここでは圧力の影響について調査する。

I を測定すれば、熱線の温度分布を表わす式を用いて Q_E と h を求めることができる¹⁷⁾。この場合、熱線支柱先端温度 T_H を知る必要があるが、図3の測定例からもわかるように、定常流では T_H は T_g に近い値であったので、ここでは $T_H = T_g$ として Q_E を計算した。その結果を図4に示すが、 Q_E は圧力 P および流速 U の増加とともに増加 (Q_E と $\sqrt{U}$ は直線関係) している。圧力増加による Q_E 増加の原因は、図5に示すように、圧力増加とともに熱線支柱付近における熱線の温度こう配が大きくなるためである。また、熱線への供給エネルギー $I^2 r_w$ 中に占める Q_E の割合を図6に示す。

$Q_E / I^2 r_w$ の値は流速および圧力の増加につれて減少しているが、流速に対する変化率はあまり大きくない。

熱伝達率と流速の関係をヌセルト数 Nu とレイノルズ数 Re で無次元表示すると、図7のように $Re^{0.5}$ と Nu の間に直線関係のあることが分かる。次に前報と同様に、温度飛躍を考慮したヌセルト数 Nu_m と温度負荷係数 (T_f / T_g)^{-0.17} を用いて整理した結果を図8に示す。

ここに、 $T_f = (T_m + T_g) / 2$ (境界温度)、 $1 / Nu_m = 1 / Nu - \xi_m \lambda / d \lambda_m$ (ξ_m , λ_m は温度 T_m における温度飛躍係

図4 熱線支柱への熱伝導損失 Q_E

図5 熱線の温度分布(計算値)

(x : 熱線中央からの距離, T_w : 熱線温度)

図6 熱線支柱への熱伝導損失割合 $Q_E / I^2 r_w$

図7 Nu と $Re^{0.5}$ の関係

図8 $Nu_m (T_f / T_g)^{-0.17}$ と $Re^{0.5}$ の関係

数, 空気熱伝導率, また, λ は温度 T_f における空気熱伝導率である. この場合にも $Re^{0.5}$ と $Nu_m(T_f/T_g)^{-0.17}$ の間に直線関係が得られる. 図 7, 8 の両結果とも直線による近似度に大差がないが, 空気温度変化のある場合にも適応させるために, 図 8 の結果を採用すると, 本実験の範囲内 ($1 < Re < 40$) で次の関係式が得られた.

$$Nu_m(T_f/T_g)^{-0.17} = A + B Re^{0.5} \quad (2)$$

$$A = 0.37, B = 0.58$$

A, B は空気の温度, 圧力の影響を受けない定数である.

前報⁷⁾において示したように, 空気温度の変化に対する熱線流速計出力の実用的な補正法としては, 大気状態における熱線流速計 (T_m は測定時と同じ) の検定定数を用いた出力補正式

$$\sqrt{U} = \left\{ \left(I_0^2 - \frac{Q_E}{r_w} \right) \frac{\lambda_0}{\lambda} \frac{\Delta T_0}{\Delta T} \left(\frac{T_f}{T_{f0}} \frac{T_{g0}}{T_g} \right)^{-0.17} - \left(I_{*0}^2 - \frac{Q_{E0}}{r_w} \right) \right\} \sqrt{\frac{\mu}{\mu_0} \frac{\rho_0}{\rho}} / B' \quad (3)$$

が有効である. ここに, ρ, μ は温度 T_f , 圧力 P における空気の密度, 粘性係数, $\Delta T = T_m - T_g$, 添字 0 は検定時 (大気状態) における値である. I_{*0}^2 と B' は検定により得られる定数で, I_{*0}^2 は I_0^2 と $\sqrt{U}$ の直線関係において, $U=0$ のときの I_0^2 の値 (外挿値) であり, B' は I_0^2 の $\sqrt{U}$ に対するこう配である. また, Q_{E0} には対象流速範囲における検定時の熱伝導損失の平均値を用いる. この式が圧力変化に対する熱線流速計出力補正式としても有効であることを本実験において確かめた. その結果を図 9 に示す. この図において U は放電法を用いて測定した流速, U_{HW} は熱線流速計出力を式 (3) によって補正して求めた流速であり実線は $U_{HW} = U$ なる関係を示す. 圧力の広い範囲にわたり式 (3) による補正が有効であることが分かる.

図 9 式 (3) による熱線流速計出力補正結果 U_{HW} と真の流速 U との比較

3. 内燃機関シリンダ内空気流速の測定について

内燃機関シリンダ内に取り付けられた熱線流速計の出力を式 (3) を用いて補正して空気流速を求める場合, 熱線支柱への熱伝導損失量 Q_E の見積り方が問題になる. すなわち, シリンダ内における空気の圧力および温度の変化が速いので, 熱線支柱先端温度 T_H の値は空気温度 T_g とかなり異なり, また, クランク軸回転角とともに変化する. したがって, シリンダ内空気流速を測定する場合には, 空気の圧力, 温度のほかに熱線支柱先端温度をも測定して Q_E を求める必要がある⁵⁾. 本章では内燃機関シリンダ内に取り付けられた熱線プローブの支柱先端温度 T_H の挙動を調べ T_H の実用的な推定法を示し, T_H を測定することなしにシリンダ内空気流速を求める方法について述べる.

3.1 熱線支柱先端温度 単筒四サイクル頭上弁式機関 (機関 I; $\phi 125 \times 110 \text{ mm}$, 連接棒長さ 210 mm, 圧縮比 $\epsilon = 4.1$) および単筒四サイクル側弁式機関 (機関 II; $\phi 75 \times 65 \text{ mm}$, 連接棒長さ 122 mm, $\epsilon = 3.0$ および 5.4) を駆動運転 (吸気絞り弁全開) し, シリンダ内での熱線支柱先端温度を測定した. 燃焼室形状および測定点を図 10 に示す. 燃焼室上下壁面は平たんであり, また, タングステン熱線による空気流速測定が可能なように圧縮比 ϵ を低くしてある. シリンダ内空気温度 T_g , 圧力 P , 熱線流速計出力 V_{HW} , 熱線支柱先端温度 T_H (図 2 のプローブ使用) を図 1 に示したのと同じ方法で測定した. V_{HW} , T_H , P の記録例を図 11 に示す. 以下に用いる T_g , P , T_H は六サイクル分のデータの平均値である.

機関 II ($\epsilon = 5.4$) における T_H の測定結果を図 12 (a), (b), (c) に示す. それぞれ機関回転速度 $n = 600, 900, 1200 \text{ rpm}$ において得られた結果であり, 熱線に加熱電流を流した場合 (HW-on; 熱線平均温度 $T_m = 600 \text{ K}$) と電流を流さない場合 (HW-off) の T_H 測定値, 後述の T_H 推定法による計算結果 (HW-off) を示してある. T_g は, 吸排気行程においては抵抗線温度計による測定値を, また, 圧縮, 膨張行程においては圧力線図から求めたポリトロップ指数および抵抗線温度計によって測定した圧縮始めの空気温度を用いて計算した結果を同図に示した.

図 10 燃焼室形状

図 11 V_{HW} , T_H , P の記録例
(機関 I, $n=900$ rpm, $T_m=600$ K)

(a)

(b)

(c)

図 12 熱線支柱先端温度 T_H の測定値および
計算値と空気温度 T_g の測定値
(機関 II ; $\epsilon=5.4$, 吸気温度 290 K)

なお, θ は圧縮始めの下死点からのクランク軸回転角度である. HW-on, HW-off のいずれの場合も, T_H は T_g よりかなり遅れて上昇し, いずれの回転速度においても $\theta=270^\circ$ 付近において T_H が最高値に達している. 機関回転速度が高くなるほど T_g が上昇し, T_H の平均レベルは高くなっているが, T_H の最高値と最低値との差はむしろ小さくなっている. HW-off の場合の T_H は, HW-on ($T_m=600$ K) の場合の値より全体的に少し低くなる (本実験範囲で 4 ± 1 K 程度) だけで, T_H 変化の波形は両条件でほとんど差がない. 熱線平均温度 $T_m=520$ K, 680 K で測定しても T_H の値は本

図に示すものとほとんど変わらなかった. これらのことから, シリンダ内における T_H の時間的変化の主原因は, 周囲空気から熱線支柱への熱伝達によるものであると考えられる.

3.2 熱線支柱先端温度の推定方法

HW-on と HW-off の状態とでは, 熱線支柱先端温度 T_H にわずかな一定値の差があるのみであるので, ここでは HW-off の状態での T_H の概略値を次のように近似的に計算する.

熱線支柱内部の温度分布を無視し, 熱線支柱を一樣な直径 d_H の丸棒 (温度 T_H) に置き換えて考える. その丸棒が温度 T_g の空気流中に置かれた時, その単位長さについてのエネルギー平衡式は,

$$C_H \rho_H \frac{\pi d_H^2}{4} \cdot \frac{dT_H}{d\tau} = h_H (T_g - T_H) \pi d_H \quad (4)$$

ここに, C_H , ρ_H は熱線支柱の比熱, 密度, h_H は熱伝達率, τ は時間である. 式 (4) を整理し, $d\tau = d\theta / 6n$ なる関係により, 時間 τ (s) をクランク角 θ (deg) と回転速度 n (rpm) で表わすと,

$$\frac{dT_H}{d\theta} = \frac{a}{n} (T_g - T_H) \quad (5)$$

$$\text{ただし, } a \equiv \frac{h_H}{1.5 C_H \rho_H d_H} \quad (\text{s}^{-1})$$

T_g を θ の関数, a を θ に対して無関係な係数と考えると, 式 (5) の解は,

$$T_H = [T_{H0} + \frac{a}{n} \int_{\theta_0}^{\theta} T_g \exp \left\{ \frac{a}{n} (\theta - \theta_0) \right\} d\theta] \exp \left\{ -\frac{a}{n} (\theta - \theta_0) \right\} \quad (6)$$

となり, T_H は θ の関数として表わされる. ただし, T_{H0} は $\theta = \theta_0$ (基準クランク角度) における T_H の値である.

式 (6) の T_g にシリンダ内空気温度の測定値あるいは計算値を代入し, $\theta_0 = 0^\circ$ において $T_{H0} = T_{g0}$ (圧縮始め下死点の空気温度) として式 (6) の数値計算を開始し, T_H の θ に対する変化が毎サイクルほぼ同一になるまで計算を実行して T_H を求める. a の値をあらかじめ決めることは困難であるから, 式 (6) による T_H の計算値が, 機関 II ($\epsilon=5.4$) における HW-off の場合の T_H の測定値 (図 12) にできるだけ良く一致するように a の値を決定し, 他の

実験条件の場合にも同じ α の値を用いた。検討の結果, α には熱伝達率 h_H が含まれていることを考慮して, 平均ピストン速度 C_m (m/s) を用いて,

$$\alpha = 1.05 \sqrt{C_m} \quad (\text{s}^{-1}) \quad (7)$$

と表わせばよいことがわかった。

以上のようにして求めた T_H の計算値を図 12 に破線で示しているが, この計算値は, 圧縮, 膨張行程における HW-off の場合の T_H の測定値を良く近似しているといえる。排気行程中に T_H の測定値が再び上昇する傾向がみられるが, これは熱線支柱内部での熱伝導の影響によるものかも知れないと考えている。

既に述べたように, HW-on の場合は熱線からの熱伝導のために T_H は HW-off の場合より若干高くなるから, HW-on の場合の T_H を推定するためには, 式 (6) の計算値に補正值として 4 K 程度加える必要がある。結局, HW-on の場合の T_H の値は, $\theta_0 = 0^\circ$ とすれば

$$T_H = [T_{H0} + b \int_0^\theta T_g \exp(b\theta) d\theta] \exp(-b\theta) + 4 \quad (8)$$

$$\text{ただし, } b = 1.05 \sqrt{C_m} / n \quad (\text{deg}^{-1})$$

として求めることができる。

機関 I ($\epsilon = 4.1$) および機関 II ($\epsilon = 3.0$) における T_H の測定値 (HW-on, $T_m = 600 \text{ K}$, $n = 1200 \text{ rpm}$) と式 (8) による T_H の計算結果を比較して図 13 に示す。機関 I は機関 II よりも同一回転速度で平均ピストン速度が高く (約 1.7 倍) b の値が大きくなっており, 更に T_g も高くなっていたため, 機関 I の T_H の測定値は機関 II の場合よりもかなり高くなっている。しかし, T_H の計算値は, いずれの機関における測定値とも良く一致している。このように, 内燃機関シリンダ内空気流速測定時における熱線支柱への熱伝導損失 Q_E を求めるための熱線支柱先端温度 T_H の推定式として, 式 (8) は十分有用であるといえよう。

次に, 機関 II を対象にして, 式 (8) を用いて T_H を計算し, 圧縮比 ϵ , 回転速度 n によって T_H の挙動がどのように変化するかを調べた。ただし, あらゆる条件で, T_g は $T_{g0} = 300 \text{ K}$, 指数 1.3 のポリトロプ変化をするものとした。その結果を図 14, 15 に示す。一定回転速

図 13 熱線支柱先端温度 T_H の測定値および計算値 (吸気温度 303 K)

図 14 T_H に及ぼす圧縮比 ϵ の影響 (機関 II において計算)

図 15 T_H に及ぼす回転速度 n の影響 (機関 II において計算)

度では圧縮比を高くすると空気温度が高くなり, T_H が高くなる。一方, 圧縮比一定で回転速度を高くすると, 一サイクル間の T_H の変化幅が小さくなる。しかし, その平均値および最高値到達時期 (270° 前後) は回転速度によってほとんど変化しないことなどがわかる。

3.3 シリンダ内空気流速測定例 熱線支柱先端温度は必ずしも測定しなくても, 式 (8) を用いて推定することができ, 前報でも述べたようにして支柱への熱伝導損失 Q_E を求めることができる¹⁷⁾。そして式 (3) を用いて, 内燃機関シリンダ内に取り付けられた熱線流速計の出力を補正し, 空気流速を求めることができる。このような方法で機関 I のシリンダ内空気流速を測定した結果の一例を図 16 に示す。図 10 に示したように, 機関 I の吸気弁にはシュラウドが取り付けられている。圧縮, 膨張行程中では比較的整然としたスワールが形成されており, 熱線はその流れに垂直に取り付けた。図中の U は, ある一つのサイクルにおける瞬時流速である。このような非定常流の平均流速と乱れ強さをいかに定義するかも一つの重要な問題であるが, ここでは 50 サイクル分のデータから求めた定常的時間平均法, 移動平均法およびアンサンブル平均法^{5,6)} による平均流速および乱れ強さ

図16 瞬時流速, 平均流速, 乱れ強さの測定結果例

(機関I, $n=900$ rpm)

を示した。

4. あとがき

内燃機関シリンダ内空気流速を定温度型熱線流速計にて測定する場合, 空気温度, 圧力および熱線支柱への熱伝導損失に対する出力補正を行う必要がある。

本研究の結果を要約すると次の通りである。

(1) 空気温度, 圧力および熱線支柱への熱伝導損失 Q_E に対する熱線流速計出力の補正には式(3)が有効である。

(2) Q_E を求めるためには熱線支柱先端温度 T_H を求める必要があるが, T_H は式(8)を用いて推定することが可能である。

(3) T_H は熱線に電流を流しても流さなくても大きな差はなく, 前者の場合には後者より約4 K高くなる程度

である。

文 献

- 1) 浜本・脇坂・田辺, 舶機誌, 15-11(昭55-11), 48.
- 2) 浜本, 自動車技術, 32-11(1978-11), 1038.
- 3) Dent, J. C., Salama, N. S., SAE Paper 750886 (1975).
- 4) Lancaster, D. R., SAE Paper 760159 (1976).
- 5) Wakisaka, T., Hamamoto, Y., Ohigashi, S., Hashimoto, M., IME Conference on Fuel Economy & Emissions of Lean Burn Engines (1979-6), 51.
- 6) 脇坂・浜本・木下, 自動車技術会論文集, 18(1979-7), 59.
- 7) Wize, P. O., SAE Paper 800132 (1980).
- 8) Ohigashi, S., Hamamoto, Y., Tanabe, S., IME Symposium on Air Pollution Control in Transport Engines, (1971), 129.
- 9) 大東・浜本・田辺, De Saram, J.T.N., 自動車技術会論文集, 4(1972-7), 10.
- 10) Große, W., MTZ, 3-718 (1976), 293.
- 11) 田辺・浜本・大東, 機論, 43-370(昭52-6), 2307.
- 12) Davis, G. C., Kent, J. C., SAE Paper 790290 (1979).
- 13) Johnston, S. C., Robinson, C. W., Rorke, W. S., Smith, J. R., Wize, P. O., SAE Paper 790092 (1979).
- 14) Rask, R. B., SAE Paper 790094 (1979).
- 15) Asanuma, T., Obokata, T., SAE Paper 790096 (1979).
- 16) Cole, J. B., Swords, M. D., SAE Paper 800043 (1980).
- 17) 浜本・脇坂・大西, 舶機誌, 15-12(昭55-12), 908.
- 18) Ohigashi, S., Hamamoto, Y., Tanabe, S., SAE Paper 690180 (1969).

〔質 疑 応 答〕

質問者 三井造船 下津正輝

〔質問〕 詳細な御検討に対し, 敬意を表す。下記の点につき御教示願いたい。

1. $\theta=90^\circ$ および 135° の時期での空気流速を放電法で求めているが, 放電法はある程度統計的な処理が必要かと思われる。どんな処理をしたのか, また標準偏差はどの程度の大きさであったか。

2. 抵抗線温度計でシリンダ内温度を求めているが, これの応答性はどの程度のものか。

3. 図12と図13で実測の T_H の曲線に相違があるのはなぜか。また, 図12でピークが T_H に二度出る理由は何か。

4. T_H に対する回転数の影響について論じているが, 回転速度の変化はポリトロープ指数に影響を与えるため, 図15による結論は現実とは合わない面があるのではないか。

〔回答〕 1. 放電開始から放電路が探針に到達するまでの時間 τ を多段式カウンタを用いて, 一条件につき約500回の測定を行い, $1/\tau$ の平均値を求め, 検定値と比較して流速を求めた。 $1/\tau$ の変動は, 変動率(標準偏差/平均値)で表わして4~8%であった。この値には流速

の変動のほかは放電の変動も含まれている。

2. 使用した抵抗線温度計のセンサは直径 $5\mu\text{m}$ 、長さ 1.2mm のタングステン線である。周波数特性については調べていないが、 1200rpm の駆動運転時のエンジンシリンダ内空気温度を測定すると、その最高値が最高圧力時期よりクランク角で 2° 程度遅れてあらわれる。しかし、図 12 に示すように、吸排気行程中のシリンダ内空気温度には、あまり速い変化は見られない。本実験では抵抗線温度計によって圧縮開始時の温度を求め、その後の圧縮、膨張行程中の温度変化は圧力測定値より求めたポリトロップ指数を用いて、ポリトロップ変化として求めた。

3. 図 12 の変化では圧縮比 $\epsilon=5.4$ (機関Ⅱ)、図 13 の機関Ⅱは $\epsilon=3.0$ であり、そのために空気温度が変わり、 T_H の値が相違してくる。図 12 で T_H のピークが二度現れるのは熱線支柱内の熱移動によるものであろうと定性的に解釈している。すなわち、熱線支柱の形状は図 2 に示すように針状になっているので、膨張行程で空気温度降下に従って支柱先端温度も低下する傾向にあるが、支柱根元の部分から先端へ熱が供給されるため T_H の再上昇がみられるのであろうと考えている。計算ではこのような現象を考えていないので、 T_H の再上昇は現れない。

4. 図 14, 15 に示した計算結果は、 T_{g0} およびポリトロップ指数 m を一定として ϵ 、 n の変化の影響を調べたものである。現実問題としては n によって m 、 T_{g0} 共に変わるので、これらのことを考慮して式(8)により計算すると図 15 に示した結果とは同じにならない。例えば、図 12 に示した $n=600, 900, 1200\text{rpm}$ の三つの場合の計算結果(m 、 T_{g0} はそれぞれの実測値を用いた)を互いに比較すると、 T_H の平均レベルは変わっている。しかし、 T_H の最高となる時期は変わっていない。これは T_H の実測結果とも一致している。

質問者 日野自動車工業 下田正敏

〔質問〕 熱線の支柱先端温度 T_H を実測の他に推定している理由はなぜか。

〔回答〕 熱線流速計にて、エンジンシリンダ内空気流速を測定する際、熱線支柱先端温度 T_H を実測してあればその値を用いて支柱への熱伝導損失量を求めればよい。本研究では、 T_H を計算により求める方法を示し、実測結果と比較して計算方法が妥当であることを示している。

質問者 神戸商船大学 橋本正孝

〔質問〕 熱伝達率と流速の関係を温度飛躍係数を用いて、ヌセルト数とレイノルズ数の関係式をまとめているが、このところで圧力変化の影響はどのように考慮されているのか。

〔回答〕 温度飛躍を考慮したヌセルト数 Nu_m は、 $1/Nu_m = 1/Nu - (\xi_m/d)/(\lambda/\lambda_m)$ で表わされる。

ここで、 Nu : 見かけのヌセルト数、 d : 熱線の直径

λ : 境界温度における空気熱伝導率

λ_m : 熱線平均温度 T_m における空気熱伝導率

ξ_m : 熱線平均温度 T_m における温度飛躍係数

ξ は、

$$\xi = \{(2 - \varphi)/\varphi\} \{2\kappa/(\kappa + 1)\} (L/Pr)$$

で表わされる。

ここで、 φ : 順応係数、 κ : 空気比熱比

L : 空気分子の平均自由行程

Pr : プラントル数

上式において、圧力の影響は L の中に入ってくる。

質問者 三菱重工 杉浦嘉春

〔質問〕 図 13 において、機関ⅠとⅡの実測した T_H の波形が $540 \sim 720^\circ$ 付近でのコブがⅡではあるが、Ⅰにはない。図 12 の(a), (b), (c)でのコブの現われる原因は流速計の支柱の熱が移動するためという説明であった。そうだとすれば、Ⅰにもコブが出なければならないと思うがどうか。

〔回答〕 図 13 で、機関Ⅰ、Ⅱの T_H 測定値の相違は、機関Ⅰの圧縮比および平均ピストン速度が高い(すなわち空気の温度、流速が高い)ことによるものと考えている。

膨張行程から排気行程にかけて、空気温度が低下してくると、熱線支柱先端温度 T_H と根元温度 T_H' がともに低下してくるが、ある時期において $T_H < T_H'$ となり、支柱内部での熱流が支柱根元から先端へ向かう。 T_H の再上昇があらわれるか否かは、 $T_H < T_H'$ となるか否か、あるいは、 $T_H < T_H'$ となる時期がいつであるかによると考える。

図 12 (a), (b), (c)の T_H 実測値から、圧縮行程中の T_H の上昇量が大きい程、排気行程での T_H の再上昇量が小さくなっていることがわかる。図 13 の機関Ⅰでは圧縮行程中の T_H の上昇量が大きくなっており、排気行程中の T_H の再上昇はごくわずかしかなかった。

質問者 川崎重工 東 忠則

〔質問〕 1. 図 5 において、圧力が高くなると熱線の端での温度こう配が大きくなるのはなぜか。

2. 図 12 (a)~(c)において、いずれの場合も $\theta=270^\circ$ 付近で T_H が最高値になっている。ガス温度が最高値 $T_{g\max}$ を示す位置と、 $T_{H\max}$ の位置のくい違いは、ガスと熱線間の熱の授受によって定まるであろう。その場合はむしろ両者間のずれはクランク角でなく時間で示す方がよいと思う。また、回転速度が大きくなると両者間のずれはクランク角で一定ではなく、回転速度と共に大きくなると思われる。

以上の点につき意見を求む。

〔回答〕 1. 図 5 の温度分布は流速がほぼ同じで、圧力が大きく異なる 2 条件について $T_H = T_g = 285\text{K}$ 、 $T_m = 421\text{K}$ を一定として計算した結果である(計算方法は文献 17 参照)。熱線の平均温度 T_m を一定にしているので、

圧力の増加により熱伝達率が増加し、最高温度が下り熱線端の温度こう配は増加する。

2. T_H が最高になる時期は回転速度の変化にかかわらず $\theta=270^\circ$ であることが実験的に認められた(図12)。 T_g が最高になる時期は $\theta=180^\circ$ であるので $T_{g\max}$, $T_{H\max}$ のあらわれる時期の差は、時間ではなくクランク角で表わして一定になる。

T_H の変化率は熱線支柱への熱伝達率 h_H によって影響を受ける(式(5))。そして h_H はガス流速によって変わるので、本研究ではその効果を平均ピストン速度 C_m をもって表わしている。このようにして T_H の変化を式(6)、(7)または式(8)で計算すると実測値と比較的よく一致し(図12)、更に同じ式を用いて異なるエンジンでの T_H の実測値をも予測計算することができる(図13)。

〔会 報〕

巴工業サガミ工場見学会 (神奈川県大和市)

3月20日の巴工業サガミ工場見学会は満杯の参加申込みが前日の天候不良のせいで、参加者26名となりましたが、当日午後にはよい天気となりました。東京駅から1時間半余、相模鉄道「相模大塚」から徒歩約10分の道程にはまだ畠が連っていました。

会社で「見学会受付」の手配も万端整えていただき、14.30～16.30のスケジュールで進められました。

本社機械営業本部営業第一部の大高部長から後述のように会社の概要説明、同部船舶機械第一課の永野課長から生産機械の技術的な説明があり、また映画によって詳細な全容の説明を受けた後、工場内の見学をしました。

昭和16年創立の巴工業は、米国のシャープレス社とユニオンカーバイド社の製品販売で業務を開始、戦後昭和24年にシャープレス社と技術提携してシャープレス遠心分離機の日本における独占的製造、販売権を取得、28年品川に東京工場を開設、44年大和市に工場を建設し、45年第二期工事を完了してサガミ工場が完成したとのこと。

巴工業は、機械営業本部と化学品営業本部の2部門を設け、化学品営業本部はユニオンカーバイド社とその関連企業の製品、更に洋酒など消費財の輸入、販売に当り、機械営業本部はシャープレス社との技術援助契約に基づ

いて同社のシャープレス遠心分離機の全型式の国産化に当たっています。

サガミ工場は、従業員約120名、1/2は設計関係、1/2が機械の組立に従事、遠心分離機の専門メーカーとしては世界的に3～4番目とのことです。船用遠心分離機はこの工場で製造され、東京工場でテストされています。

船舶用油清浄機として、粗悪重油を連続的に自動清浄できる Sharples “Gravitrol” Centrifuge (回転数 6,000～8,000 rpm, 遠心力 5,000～9,000 G)や回転数が 15,000 rpm の Sharples Super Centrifuge (13,200 G), また陸上用の Super-D-Canter (3,000～4,000 rpm, 2,000～3,200 G)などが生産されています。

化学品営業本部関係としては、ユニオンカーバイド社製品の合成樹脂(ポリエチレン, ポリプロピレン等), 無機材料(アスベスト, アルミナパウダー, カーボン, グラファイト等)などやカーナイト製品, 更にウイスキー, ワイン等に至るまで取扱われていますが, そのうちで錆ついたボルトナットに吹きかけて滲透させ, 容易に弛めることができるというケイリリーズの紹介があり, 興味をひきました。

工場見学を終って、菊池工場長の挨拶があり、同社で取扱っておられるモルソン・キャナディアンでのどを潤しながら種々自由な質疑応答が続けられ、有益な見学行事を終了することができ、会社のご配慮に感謝した次第であります。