混合気中の湿度が燃焼におよぼす影響*

(第3報, エンジン出力などにおよぼす影響)

宋 載 翼^{*1}, 吉 田 正 武^{*2}
小 栗 康 文^{*2}, 五 味 努^{*2}

The Effect of Humidity in a Mixture on Combustion

(3rd Report, The Effect on the Output of S. I. Engine)

Jae-ik SONG, Masatake YOSIDA
Yasufumi OGURI, and Tsutomu GOMI

It has been reported in many papers that the humidity in a mixture causes a lower S. I. engine output because of the decrease of combustion heat and flame speed. However, the reason for and the extent of the above-mentioned effect have not yet been elucidated. In order to clarify the effect of humidity on S. I. engine output, the author applied the relationship between the humidity and combustion period to the analytical model of an S. I. engine which formulates the work done on a piston as a function of ignition timing. The result shows that (1) humidity decreases S. I. engine output by about 4.5% at constant spark advance, but at optimum spark advance the reduction is about 1.2%, and (2) the rate of flame speed reduction as a result of humidity in a engine is the same as the rate in burner.

Key Words: Internal Combustion Engine, Humidity, Output Power, Cycle Analysis, Combustion Period, Optimum Spark Advance, Engine Speed, Heat Loss

1. 緒 論

大気中の湿度がガソリンエンジンの出力に影響することはよく知られており、従来の研究ではその原因を大気湿度による乾燥空気量の変化とそれに伴う空燃比の変化によるとしている⁽¹⁾⁽²⁾。また、小早川らは大気湿度により点火遅れ(点火後シリンダ内圧力が急激に立ち上がるまでのクランク角)が長くなりエンジン出力が低下すると報告している⁽³⁾。

しかし、従来の研究ではエンジン出力の変化の原因は必ずしも明確ではなく、また湿度変化に対する出力変化の程度を解明した例はなかった。そこで著者らが前報⁽⁷⁾で報告した定容燃焼器における燃焼期間と湿度の関係式を著者らの求めた内燃機関の熱力学的解析によるトルクと点火時期の関係式⁽⁴⁾⁽⁵⁾に適用し、実機における大気湿度によるエンジン出力の変化を解析的な方法で求めることを試みた。計算結果を小早川らの実験結果と比較した結果、本論文の方法は妥当であるこ

とがわかった。解析の結果大気湿度によるエンジン出力の変化は大気湿度による混合気の熱容量の変化による燃焼速度および燃焼期間の変化と、混合気の持つ供給熱量の変化によることと、点火遅れの変化は燃焼期間の変化に比例するものであり、そのみが変わりエンジン出力を変化させるのではないことも明確になったので以下に報告する。

2. 主 要 な 記 号

P : シリンダ内圧力 Pa
 V : シリンダ内体積 m^3
 W : サイクルのなす仕事 J
 Q : サイクルに供給される熱量 J
 G : サイクル内作動ガス質量 kg
 T : サイクル内ガス温度 K
 R : ガス定数 J/kg·K
 R_0 : 一般ガス定数 J/kg·K
 C_v : 定容比熱 J/kg·K
 α : 比熱比
 B : シリンダボア m
 C_m : 平均ピストン速度 m/s
 θ : クランク角(上死点で零) rad
 θ_{ig} : 点火時期 rad

* 昭和63年7月13日 九州支部鹿児島地方講演会において講演、原稿受付 昭和62年11月9日。

^{*1} 正員, Kia motors Corp. (15 YEOEUIDO YOUNGBEUNGPO SEOUL KOREA).

^{*2} 正員, 上智大学理工学部 (〒102 東京都千代田区紀尾井町7-1)。

θ_{ce} : 燃焼終りのクランク角 rad
 θ_c : 燃焼期間 rad
 θ_0 : シリンダ体積近似関数の接続角 rad
 a : 熱発生率曲線指数
 E : 燃焼反応総括活性化エネルギー J/kg
 T_u : 未燃混合気温度 K
 T_b : 既燃ガス温度 K
 C_{pm} : 平均定圧比熱 J/kg·K
 H : 等価湿度 %

水蒸気の場合は絶対湿度, その他の希釈ガス
の場合は水蒸気と同じ断熱火炎温度を与える
濃度を表す。

3. 燃 焼 期 間 と 湿 度

前報で実験範囲の3%までの湿度程度では層流燃焼速度 S_L は H の一次式で表され, 定容燃焼器における燃焼期間も同様に H の一次式で表されることを報告した。また水蒸気以外に CO_2 , Ar を添加して検討した結果, 湿度の影響は単に熱容量の湿度による変化を通してのみ層流燃焼速度などにおよぼと考えてよいことも報告した⁽⁶⁾⁽⁷⁾。もし燃焼期間が H の一次式で表され, H による変化率がガスの流動状態, 圧力, 温度などによってほとんど変化しないならば, 前報で得られた燃焼期間の湿度による変化率はそのまま実機に適用できると考えられる。以下にその妥当性を検討する。前報⁽⁶⁾で述べたように, S_L は以下の T_b の関数である。ただし, k は定係数である。

$$S_L = k \exp\left(-\frac{E}{2R_0 T_b}\right) \quad (1)$$

ここで近似的に断熱火炎温度と未燃混合気温度の関係を求めると以下のように書ける。

$$T_b = T_u + \frac{q}{C_{pm}} \quad (2)$$

ただし, q は混合気単位質量当たりの発熱量である。湿度により q , C_{pm} ともに変化するが, H の小さい範囲では前報⁽⁶⁾でも調べたようにそれぞれ H の一次式で書ける。

$$\left. \begin{aligned} q &= q_0(1 - \alpha_q \cdot H) \\ C_{pm} &= C_{pm0}(1 + \alpha_{cp} \cdot H) \end{aligned} \right\} \quad (3)$$

ただし, q_0 , C_{pm0} は湿度零の場合を表し, α_q , および α_{cp} は定係数であり十分小さい。したがって, 式(3)より q/C_{pm} は H の一次に展開できるので式(2)より T_b は次式のように書ける。

$$\begin{aligned} T_b &\doteq T_u + \frac{q_0}{C_{pm0}} \{1 - (\alpha_q + \alpha_{cp}) \cdot H\} \\ &= T_u + \frac{q_0}{C_{pm0}} (1 - \alpha_{cq} \cdot H) \quad (4) \end{aligned}$$

式(4)を式(1)に代入し, α_{cq} が小さいことを考慮すると S_L は次式のように書き直せる。

$$\begin{aligned} S_L &\doteq k \exp\left\{-\frac{E}{2R_0 T_{b0}} \left(1 + \frac{q_0 \alpha_{cq}}{C_{pm0} T_{b0}} H\right)\right\} \\ &= S_{L0} \left\{1 - \frac{E}{2R_0 T_{b0}} \frac{T_{b0} - T_u}{T_{b0}} \alpha_{cq} H\right\} \\ &= S_{L0} (1 - \alpha_{SL} \cdot H) \quad (5) \end{aligned}$$

ただし,

$$\begin{aligned} T_{b0} &= T_u + \frac{q_0}{C_{pm0}} \\ S_{L0} &= k \cdot \exp\left(-\frac{E}{2R_0 T_{b0}}\right) \end{aligned}$$

である。式(5)の右辺{ }内の第2項を考えると圧力が高くなると E は小さくなる傾向にあるが変化しないことが報告されているが⁽⁸⁾⁽¹²⁾ T_{b0} , α_{cq} は大きくなるのでその変化は互いに相殺されて係数全体としては T_u , P の変化にあまり影響されず一定に近いと考えられる。次に燃焼期間について考える。

定容燃焼器では点火後圧力が上昇するまでは初めの層流燃焼速度で火炎が伝ばし, 燃焼終わりでは伝ば速度は零になるので燃焼期間 τ_{Pmax} は次式のように書ける。

$$\tau_{Pmax} = \tau_i + \frac{L}{S_L \cdot \beta} \quad (6)$$

ただし, τ_i は火炎核形成までの時間で, L は火炎が伝ばする代表長さ, β は平均火炎伝ば速度を表す比例係数である。式(5)を式(6)に代入して整理すると α_{SL} は小さいので次式になる。

$$\tau_{Pmax} = \tau_i + \frac{L}{S_{L0} \beta} + \frac{L}{S_{L0} \beta} \alpha_{SL} H$$

ここで, τ_i は $L/S_{L0} \beta$ より十分小さいので以下のように書き直せる。

$$\tau_{Pmax} = \tau_{Pmax0} (1 + \alpha_{SL} \cdot H) \quad (7)$$

ただし,

$$\tau_{Pmax0} = \frac{L}{S_{L0} \beta} + \tau_i \doteq \frac{L}{S_{L0} \beta}$$

である。式(7)より, 燃焼期間の湿度による変化率は α_{SL} であり, 前述のようにガスの流動状態や混合気の温度などの影響をほとんど受けないと考えられる。

よって, 燃焼期間の湿度による変化は実機でも α_{SL} をもちいて式(7)と同じ形に書けると考えられる。

4. トルクと点火時期の関係

ガソリンエンジンの熱力学的な解析を, 圧縮・膨張行程だけからなる出力サイクルで作動ガスを理想気体とし, ガス温度, 壁温は一樣とし, 壁温はさらに一定とし, Eichelbergの熱伝達率の式を用いて行った結果⁽⁵⁾によれば, サイクルの仕事は式(8)に示すように

点火時期の三次式で表されることがわかっている。ただし、熱発生率は次式で与えられる。

$$\frac{dQ}{d\theta} = Q \frac{a(a+1)}{\theta_c^{a+1}} (\theta - \theta_{ig})^{a-1} (\theta_{ce} - \theta) \dots\dots (9)$$

解析方法はシリンダ内ガスに対してたてたエネルギー保存則を近似的に解くことにより冷却損失のある場合の圧力経過を求め、次に圧力と体積変化の積の積分をシリンダ内体積の十分良い近似関数を与えることにより実行するもので、結果を整理すると式(8)になる。

なお、式(8)中の係数 A_i, M_i, N_i ($i=0, 1, 2$) は近似関数の係数で $A_0=1/\varepsilon^{k-1}$ であり、 K_M などは近似関数を積分したものである。

また、 $\bar{A}$ は熱伝達率を含む係数で次式で与えられる。

$$\bar{A} = \frac{R \times 1840}{C_p \times B \times (RG)^{1.5}} \cdot \frac{C_m^{1/3}}{\pi \times N} \dots\dots (10)$$

ただし、 N はエンジン回転数である。さらに、 X_c は式(9)で与えられる熱発生率の θ_{ig} より測った重心の位置である。

式(8)の三次の項はかなり小さく、熱効率 η_i すな

わち仕事 W は点火時期のほぼ二次式になることが報告されている⁽⁵⁾。よって、最適点火時期での熱効率(以後最高熱効率と呼ぶ)は近似的に次式で与えられる。

$$\frac{W_m}{Q} = \eta_{im} \approx W_0 + \frac{W_1^2}{4W_2} \dots\dots (11)$$

また、最適点火時期は次式になる。

$$\begin{aligned} \theta_{ig, opt} &= -X_c + \frac{-W_2 + \sqrt{W_2^2 - 3W_1W_3}}{3W_3} \theta_0 \\ &\approx -X_c - \frac{W_1}{2W_2} \theta_0 \dots\dots (12) \end{aligned}$$

式(8)は実機の傾向をよく表すことが報告されている⁽⁴⁾⁽⁵⁾。そこで、式(8)の係数 W_0, W_1 などに含まれる燃焼期間 θ_c および混合気の発熱量 Q が大気湿度で変化し、また圧縮始めの温度なども変化するとすればエンジン出力の大気湿度による変化を式(8)により求めることができる。

Q の湿度による変化は乾燥空気質量の変化と空燃比の変化を考えれば与えられ、 θ_c の変化は前述のように式(7)の形と同じく次式で与えられる。

$$\begin{aligned} \frac{W}{Q} &\equiv \eta_i = W_0 - W_1 \frac{(X_c + \theta_{ik})}{\theta_0} - W_2 \frac{(X_c + \theta_{ik})^2}{\theta_0^2} - W_3 \frac{(X_c + \theta_{ik})^3}{\theta_0^3} \\ &\approx W_0 - W_1 \frac{(X_c + \theta_{ik})}{\theta_0} - W_2 \frac{(X_c + \theta_{ik})^2}{\theta_0^2} \dots\dots (8) \\ W_0 &= 1 - A_0 - \frac{2A_1a}{(a+2)^2(a+3)} \cdot \frac{\theta_c^2}{\theta_0^2} - \bar{A} \sqrt{V_1} Q \theta_0 \left[\frac{P_1 V_1}{Q} \left\{ \frac{2K_L}{x-1} \cdot \frac{P_1 V_1}{Q} + K_M A_0 + \frac{4M_1 A_0 a(a-2)}{3(a+2)^3(a+3)(a+4)} \cdot \frac{\theta_c^3}{\theta_0^3} \right\} \right. \\ &\quad \left. + (x-1) \left\{ K_M A_0^2 - \frac{3N_0 A_0^2 a(a+1)}{(a+2)(2a+1)(2a+3)} \cdot \frac{\theta_c}{\theta_0} + \frac{4K_N A_0 A_1 a}{(a+2)^2(a+3)} \cdot \frac{\theta_c^2}{\theta_0^2} \right. \right. \\ &\quad \left. \left. + \frac{6N_0 A_0}{(a+2)^3} \cdot \frac{A_1(8a^3+33a^2+37a+10)}{(a+3)(2a+1)(2a+3)(2a+5)} \cdot \frac{\theta_c^3}{\theta_0^3} + \frac{2N_1 A_0^2(9a^2+24a+10)}{(a+2)^2(2a+1)(2a+3)(2a+5)} \cdot \frac{\theta_c^3}{\theta_0^3} \right\} \right] \\ W_1 &= -\bar{A} \sqrt{V_1} Q \theta_0 \left[\frac{P_1 V_1}{Q} \left\{ M_0 A_0 + \frac{2(M_1 A_0 - 2M_0 A_1)a}{(a+2)^2(a+3)} \cdot \frac{\theta_c^2}{\theta_0^2} \right\} \right. \\ &\quad \left. + (x-1) \left\{ N_0 A_0^2 + \frac{(N_1 A_0^2 + 2N_0 A_0 A_1)a(5a+4)}{(a+2)^2(2a+1)(2a+3)} \cdot \frac{\theta_c^2}{\theta_0^2} \right\} \right] \\ W_2 &= A_1 + \frac{12A_2a}{(a+2)^2(a+3)} \cdot \frac{\theta_c^2}{\theta_0^2} + \bar{A} \sqrt{V_1} Q \theta_0 \left[\frac{P_1 V_1}{Q} \left\{ K_M A_1 + \frac{12K_N A_2 a}{(a+2)^2(a+3)} \cdot \frac{\theta_c^2}{\theta_0^2} \right. \right. \\ &\quad \left. \left. + \frac{8M_2 A_0 a(a-2)}{(a+2)^3(a+3)(a+4)} \cdot \frac{\theta_c^3}{\theta_0^3} \right\} + (x-1) \left\{ 2K_N A_0 A_1 + \frac{4K_N(6A_0 A_1 + A_1^2)}{(a+2)^2(a+3)} \cdot \frac{\theta_c^2}{\theta_0^2} \right. \right. \\ &\quad \left. \left. - \frac{3(2N_0 A_0 A_1 + N_1 A_0^2)a(a+1)}{(a+2)(2a+1)(2a+3)} \cdot \frac{\theta_c}{\theta_0} - \frac{4(3N_2 A_0^2 + N_1 A_0 A_1)a(5a^2+18a+10)}{3(a+2)^3(2a+1)(2a+3)(2a+5)} \cdot \frac{\theta_c^3}{\theta_0^3} \right. \right. \\ &\quad \left. \left. - \frac{8(6N_0 A_0 A_2 + N_1 A_0 A_1 + N_0 A_1^2)a}{(a+2)^3(a+3)} \cdot \frac{\theta_c^3}{\theta_0^3} \right\} \right] \\ W_3 &= -\bar{A} \sqrt{V_1} Q \theta_0 \left[\frac{P_1 V_1}{Q} \left\{ M_0 A_0 + \frac{M_1 A_0}{3} + \frac{2(M_1 A_0 - 2M_0 A_1)a}{(a+2)^2(a+3)} \cdot \frac{\theta_c^2}{\theta_0^2} \right\} + (x-1) \left\{ 2N_0 A_0 A_1 + \frac{N_1 A_0^2}{3} \right. \right. \\ &\quad \left. \left. + \frac{24N_0 A_0 A_2 a}{(a+2)^2(a+3)} \cdot \frac{\theta_c^2}{\theta_0^2} + \frac{2(N_0 A_1^2 + 2N_1 A_0 A_1 + N_2 A_0^2)a(5a+4)}{(a+2)^2(2a+1)(2a+3)} \cdot \frac{\theta_c^2}{\theta_0^2} \right\} \right] \end{aligned}$$

なお、実機では乱流の影響がある。一般に乱流燃焼速度と層流燃焼速度の関係は $S_T = S_L \cdot A_L / A_T$ で与えられるが、湿度によって物性値がほとんど変化しないので面積比 A_L / A_T が変化しないことを考慮すれば乱れがある実機でも α_{SL} はそのまま適用できると考えても良い。

$$\theta_c = \theta_{c0}(1 + \alpha_{SL} \cdot H) \dots\dots (13)$$

次に、実機との比較検討の結果を示す。

5. 実機との比較

本論文の妥当性を確認するために小早川らの実験結果⁽³⁾との比較を行った。供試エンジンは四気筒水冷四サイクルガソリンエンジンで、ボア、ストロークともに78 mmで圧縮比は8.2であり、中央点火の半球形燃焼室である。運転は絞り弁全開で、回転数は36.7, 56.7, 76.7 s⁻¹である。空燃比は一定とは明記されておらず、11~13で運転されているので計算ではA/F=13 ($\phi=1.1$)とした。冷却水温度は353K一定である。

湿度変化は相対湿度を一定にし、吸気温度を変えることにより行っている。したがって実験結果には絶対湿度の変化だけでなく吸気温度の変化の影響が入っている。小早川らの実験結果の一例を図1に示す。

計算では体積効率を0.85一定とした。また壁温も不明であるが、従来の報告⁽¹¹⁾を参考にして440K一定とした。圧縮始めの圧力は大気圧とした。前報⁽⁵⁾を参考にして熱発生率曲線の指数 α は3.811とし、比熱比は1.27とし、ガス定数は0.2756 kJ/kg·Kとした。燃焼期間の変化率は前報⁽⁷⁾より次式で与えられる。

$$\alpha_{SL} = \frac{86.7\phi^2 - 194\phi + 112.6}{397\phi^2 - 922.4\phi + 578} \quad (14)$$

湿度零のときの燃焼期間 θ_{co} は著者らの経験によれば約1.187 rad程度であるが、前報で用いた定容燃焼器に対する供試エンジンの燃焼室の火炎伝ば距離の比が約0.49であり、点火時期近くでの湿度・圧力による層流燃焼速度の向上分は飯島ら⁽⁸⁾の研究によれば約1.67倍であり、 $N=76.7$ s⁻¹での乱れ強さが約3 m/s程度と考えられる⁽⁹⁾ので燃焼速度は層流のときの約5.35倍になる⁽¹⁰⁾。以上の効果を総合すると前報の大気圧、313Kでの静止混合気による燃焼期間 $\tau_{Pmax0}=43.7$ msは $N=76.7$ s⁻¹では2.39 ms (1.151 rad)になる。

図1 平均有効圧力と点火時期⁽³⁾

これは前述の経験値にほぼ一致する。また、吉田⁽¹³⁾によれば、点火時期による燃焼期間の変化分は小さいので計算では $\theta_{co}=1.187$ rad一定とした。混合気の発熱量の空燃比による変化は従来の報告⁽¹¹⁾をもとに次式で与えた。ただし、 Y は空燃比である。

$$q_0 = (-5.137 Y^2 + 145.313 Y - 421.69) \times 4.1868 \quad (15)$$

計算でも実験と同様に相対湿度を一定にして吸気温度を変えて絶対湿度を変え、同時に空気密度の変化とシリンダ内の圧縮始め温度の変化を考慮した。

相対湿度90%のときの計算結果を図2に示す。回転数は76.7 s⁻¹である。

図2より、湿度が増加すると全体に熱効率が低下し最適点火時期(図2中の破線の点火時期)も進むことがわかる。特に最適点火時期より遅れた点火時期で点火時期を一定にして湿度を増すと熱効率がかなり低下するが最適点火時期に保てば熱効率の低下はそれほど大きくないことがわかる。平均有効圧で考えれば熱効率の低下に発熱量の低下が相乗され、その低下は図3に示すようにより大きくなる。また、図3の結果は図1の小早川らの実験結果とよく一致している。同様な計算を相対湿度60%のときにも行ったが90%と同様な結果が得られた。以上の計算結果より最適点火時期の熱効率を求め、同じく最適点火時期での熱効率の実験値を図1より求めて比較した。その結果を図4に示す。

図4中の実験値には前述のように体積効率、A/Fなどの仮定値の誤差の影響があるので正確な値ではないことを考慮しても本論文の計算値と実験値はよく一致しており、本論文の方法が妥当であることを示している。図4より、湿度0%のときとの差だけを求めて図5に示す。図5中の最も湿度の小さい実験点は60%の場合の点であり、他は90%の点であることを考え

図2 熱効率と点火時期の関係

れば理論と実験との一致は極めて良いと言える。図5より絶対湿度5%の変化に対して熱効率は2.7%程度変化することがわかる。これには吸気温度の変化の影響も加味されており、純粋に湿度だけの影響とは言えない。この点について後述する。

次に最適点火時期について検討する。なお、最適点火時期は $N=36.7, 56.7 \text{ s}^{-1}$ の実験例があるのでそれと

図3 図示平均圧と点火時期

図4 最適点火時期での熱効率と湿度

図5 熱効率の変化と湿度の関係

の比較も行った。図6に結果を示す。

図6より $N=56.7 \text{ s}^{-1}$ では理論と実験値はよく一致しているが、 $N=76.7 \text{ s}^{-1}$ では実験値は 0.08 rad 進んでおり、 $N=36.7 \text{ s}^{-1}$ でも実験値が約 0.04 rad 進んでいることがわかった。したがって全体に理論値が遅れ側になっているといえる。この差は理論で推定した燃焼期間 θ_{co} が実際とは少し異なることや、実機ではノック限界が最適点火時期になっている場合があるなどの理由によると思われる。

しかし、誤差は相対誤差で10%程度であり、種々の仮定を含むことを考慮すれば本論文の方法は妥当であると思われる。また、いずれの回転数においても傾向はよく一致しているので最適点火時期の変化のみを整理した。結果を図7に示す。

図7よりすべての回転数で湿度に対する変化はよく一致していることがわかる。したがって、最適点火時期の変化率を変えるときには本方法は十分妥当であることがわかった。

6. 湿度変化による性能変化

小早川らの実験結果と比較した結果、本論文の方法が十分妥当であることが確認された。しかし、前述の結果には湿度変化だけでなく吸気温度の変化も加味されているので湿度のみの変化について検討した。計算

図6 最適点火時期と湿度の関係

図7 最適点火時期の変化と湿度の関係

図8 熱効率と湿度の関係

条件は吸気温度を一定にし絶対温度のみを変化させる以外は5章と同じである。湿度のみの変化であるので、乾燥空気量の変化による空燃比変化とそれによる発熱量の変化および燃焼期間の変化のみの影響を検討することになる。はじめに最適点火時期に保ったときと湿度0%のときの最適点火時期に点火時期を固定したときの湿度による熱効率の変化を検討した。結果を図8に示す。図8中の実線は最適点火時期の場合で、破線は点火時期固定の場合である。図8より最適点火時期では熱効率の低下は小さく、湿度変化1%に対して0.16%程度であるが、点火時期を固定すると約0.7%になりかなり大きいことがわかる。次に発熱量の変化を考慮して平均有効圧で見ると図9になる。図より点火時期一定の時は湿度変化1%に対して約4.5%程度変化するが、最適点火時期に保てば変化は約1.2%となりかなり回復できることがわかった。

7. 結 論

定容燃焼器での結果を熱力学的なエンジン解析方法に適用した結果以下のことがわかった。

(1) 燃焼期間の湿度による変化は実機でも層流燃焼速度の変化と全く同じ割合であり、主に混合気の熱容量の変化によることがわかった。

(2) ガソリンエンジンの湿度増加による出力低下は乾燥空気質量の低下と空燃比の過濃化による発熱量の変化だけでなく、燃焼期間が長くなるために最適点

図9 図示平均圧と湿度の関係

火時期が進み同一点火時期では熱効率が低下するためである。

(3) 点火時期を最適点火時期に保てば熱効率の低下は極めて小さく、出力の低下はほとんど発熱量の変化のみにより、その低下もあまり大きくないことがわかった。

(4) 実機の燃焼期間は定容燃焼器の燃焼期間を火炎伝ばの代表長さの比、層流燃焼速度の圧力、温度による変化率、層流燃焼速度と乱流燃焼速度の比を考えれば近似的に求められる可能性のあることがわかった。

文 献

- (1) 日本機械学会, 内燃機関の出力修正に関する研究成果報告書, (昭44).
- (2) Nakajima, K., ほか3名, SAE Paper, 690166.
- (3) 小早川・ほか1名, 自動車技術, 18-4 (昭39), 274.
- (4) 吉田, 機論, 49-3, B (昭62), 2874.
- (5) 吉田・宋・ほか2名, 機講論, No.870-4 (昭62), 386.
- (6) 宋・ほか4名, 機論, 49-2, B (昭62), 2626.
- (7) 宋・ほか4名, 機講論, No.151 B (昭62).
- (8) 飯島・ほか1名, 第22回燃焼シンポジウム, 11 (昭59), 112.
- (9) 浜本・ほか3名, 機論, 49-1, B (昭62), 2226.
- (10) 疋田・ほか1名, 燃焼概論, (昭49), 65, コロナ社.
- (11) 五味編, ガソリンエンジン, (昭55), 339, 52, 山海堂.
- (12) Metghalchi, M. and Kech, J.C., Combust. Flame, 48-191 (1982).
- (13) 吉田, 機論, 52-476, B (昭61), 1548.

討 論

〔質問〕 村瀬 英一〔九州大学工学部〕

(1) 圧力が高くなっても係数 α_{SL} があまり変化しない理由が定性的に述べられているが、定量的に検討されていればお教え願いたい。また α_{SL} は未燃混合気温度の変化に対してもあまり影響を受けないとあるが、その理由もお教え願いたい。

(2) 図2で、点火時期が -1.0 rad程度進むと、湿度の影響が逆転して、同一点火時期では湿度が増加すると熱効率が高くなっているが、どのような理由によるものかお教えいただきたい。

(3) 結論(1)で、燃焼期間の湿度による変化は主に混合気の熱容量の変化とあるが、係数 α_{SL} を決定する因子の中で、熱容量の変化を表す α_{cp} の影響が大きいと判断された理由をお教え願いたい。

〔回答〕 (1) α_{SL} が未燃混合気温度 T_u 、圧力 P によらずほぼ一定であることを確認するために、エンジン内と同様に1 bar, 400 Kからポリトロプ指数1.35で圧縮された状態での T_u , P のときの α_{SL} を式(4), (5)によって計算した。計算はある T_u , P に対して湿度がある場合の断熱火炎温度 T_b を計算して α_{cq} を求め、活性化エネルギーは高圧ではほとんど変化しないという Keck らの報告⁽¹²⁾を参考にして第1報⁽⁶⁾で得た活性化温度18 000 K一定として行った。計算結果の一例として等量比1.1の場合を付表1に示す。付表1から明らかなように α_{SL} の計算値は1 barでの実験値3%とほぼ一致している。また、 T_u が高くなると T_{bo} も高くなるが、高温では H_2O の比熱も大きくなり α_{cq} が大きくなるので式(5)より明らかなよ

付表1 α_{SL} の未燃混合気温度、圧力依存性

T_u	P	T_{bo}	α_{cp}	$\frac{E}{2R}$	α_{SL-Th}	α_{SL-Exp}
400	1	2282	0.008399	9000	0.0276	約0.030
620	5.4	2422	0.011298	9000	0.0312	ホナによる 実験の結果
809	15.1	2541	0.011866	9000	0.0285	

うに影響は相殺し α_{SL} はほぼ一定になる。

(2) ご指摘の領域では湿度の少ない条件の運転に対しては最適点火時期を超えて進角した状態であり、熱損失が多くなって熱効率が低下する。一方湿度の多い条件では最適点火時期に近く熱効率の高い状態である。さらに著者らが報告した⁽⁵⁾ように最適点火時期での熱効率は燃焼期間によらずあまり変わらない。以上の効果でご指摘の範囲では熱効率の逆転が起こる。しかし、実際には最適点火時期を超えてかなり進角することはノック発生などでできず、熱効率の逆転は測定結果としては表れにくいと考えられる。

(3) ご指摘の結論(1)は燃焼期間、 S_L の湿度による変化の主因は混合気の熱容量の変化であると考えられることを述べたものである。数値的には付表1からわかるように α_{cq} は α_{SL} の約1/3であるが、 α_{cq} 以外の項は湿度零のときの値であり、 α_{cq} のみが湿度の影響を表している。また α_{cq} のうち α_q は混合気中の湿度によって乾燥空気量が減少することと A/F の変化による発熱量の変化を表しており、 T_b の変化に与える湿度の影響としては直接的な α_{cp} より小さいので、 α_{SL} に対する湿度の影響の主因は α_{cp} と考えられる。