大形ディーゼル機関における 有効燃焼率の解析*

永井 将**, 水島一祐**, 浅田忠敬**

概 要

ディーゼル機関のシリンダ内サイクルは、燃焼状態、熱損失などの影響を受けるため、機関サイクルをシミュレートする場合、それらをどのように評価するかが重要な課題である。そこで、大形ディーゼル機関によって実験的に有効燃焼率を求め、燃料噴射率との関係、燃焼状態、熱損失などについて検討を行ない、つぎのような結果を得た。

(1) 機関に供給される燃料の発熱量と燃焼により得られる有効熱量との相対関係をあらわす有効燃焼係数を定義した。この係数によって各種運転条件に対する燃焼状態をよく評価することができる。そして、有効燃焼終わりににおける有効燃焼係数によって、燃焼期間中の熱損失、有効燃焼終わりににおける未燃焼燃料分などを評価することができる。

(2) 有効燃焼率曲線の指数関数による表現を試みたが、適当な係数を選ぶことにより実測値をよく近似することができる。また、それらの係数によって燃焼の現象をよく説明することができる。

(3) 燃料噴射率と有効燃焼率との相対関係をあらわす近似燃焼遅れ曲線を求めたが、供試機関の場合、この曲線は正味平均有効圧、機関回転数、掃気圧力などの運転条件に関係なく一定となる。このことは、過渡特性をシミュレートするうえできわめて好つごうである。

(4) 機関の燃焼過程をシミュレートする方法として、有効燃焼率を直接指数関数によってあらわす方法があり、それは有効燃焼率を忠実に表現することができるが、数式およびその諸係数が複雑なため、シミュレーションには適しない。また、有効燃焼係数または近似燃焼遅れ曲線を数式化して、これらと燃料噴射率とから有効燃焼率をあらわす方法があるが、有効燃焼係数はその曲線の形が運転条件によって複雑に変化するため、これもシミュレーションには適していない。結局、機関の運転条件に無関係に一定の曲線で表現できる近似燃焼遅れ曲線を数式化する方法が、シミュレーションに対して最も便利である。

Some Analyses on Effective Combustion

Rate of Large Bore Diesel Engine

by Masashi Nagai, Kazuhiro Mizushima, Tadataka Asada

Abstract

For simulating an engine cycle in cylinder, it is an important matter how to estimate the thermal loss and the combustion behavior affecting on the engine cycle. Then, the combustion process of a large bore diesel engine was examined through the computation and analysis of effective rates of combustion in relation to rate of fuel injection. Moreover, the thermal loss and the combustion behavior were evaluated. As the results of the investigation followings were concluded.

(1) The effective coefficient of combustion, that are described by the correlation between the calorific value of supplied fuel and the effective heat released by combustion, was defined. By the coefficient, the combustion behavior under the various operating conditions can be analyzed. Moreover, by the coefficient at the end of effective combustion, the thermal loss in a combustion period or the residual fuel after the end of effective combustion can be estimated.

(2) The processes to crank angles of effective rates of combustion were expressed by exponential functions with proper coefficients determined experimentally, and they agree fairly with measuring

*原稿受付 昭和44年11月7日 (昭和44年春季講演) **日立造船(株)技術研究所 (大阪市此花区桜島北之町5)

values. And by the coefficients of exponential functions, the combustion phenomena can be explained well.

(3) The approximate delay of combustion was computed from the correlation between rate of fuel injection and effective rate of combustion. And it is very much interesting that the delay of combustion is expressed by a curve approximately, regardless to the operating conditions, such as brake mean effective pressure, engine revolution, scavenging pressure, and so on.

(4) There may be various methods to simulate the combustion process of diesel engines. One is a method to describe directly the effective rate of combustion with the exponential functions as above-mentioned (2), and another is to describe indirectly in relation to fuel rate of injection as above (1), (3). The effective rate of combustion expressed by exponential functions and the effective coefficient of combustion are inadequate for simulating the engine cycle respectively, because, for the former, the types of the functions and the coefficients of that are complex, and because the latter vary complicatedly according to the operating conditions. Consequently, the effective rate of combustion expressed by the approximate delay of combustion is the most convenient for simulating the engine cycle.

1. ま え が き

ディーゼル機関のシリンダ内サイクルは、理論的にはサバテサイクルとして取り扱われるが、実際の機関のシリンダ内サイクルは、ガスから燃焼室壁への熱損失、燃焼の状態などのために、サバテサイクルとはかなり様子が異なる。したがって、機関のサイクルをシミュレートする場合、これらの熱損失、燃焼状態をどのように評価し、表現するかが重要な課題である。そこで、有効燃焼率曲線を取りあげてその理論的検討を試みた。

ディーゼル機関の燃焼は、燃料油の霧化、混合、蒸発、酸化などの物理的、化学的過程が複雑に組み合わされて起こるため、燃料の噴射率から燃焼率（熱発生率）を理論的に求めることはきわめて困難とされている。したがってこの種の試みはほとんど見当たらず、噴射率から燃焼率を半実験的に推定する方法が Austen と Lyn^{(1),(2)} によって提案されているにすぎない。また、従来ディーゼル機関の燃焼に対する解析は小形機関を対象としたものばかりで、大形機関を対象に研究を行なった例は見当たらない。

そこで、本報では大形二サイクルディーゼル機関を対象として、正味平均有効圧 p_e 、機関回転数 n_e の異なる20種の条件、および掃気の一部を大気に放出して掃気圧力を低下させた条件にて、実験的に有効燃焼率（熱損失を除いた有効利用分）を求め⁽³⁾、これを燃料噴射率と関連させて解析、検討し、さらに、この関係を機関サイクルのシミュレーションに適用する方法について検討した。

2. 有効燃焼係数とその検討

2.1 燃料噴射率 燃料噴射率 $dB/d\theta$ (B_e は供給燃料量、 θ はクランク角度) は、燃料の比重量 γ_b 、燃

料噴射圧力 p_f 、シリンダ内圧力 p_g 、燃料噴射弁噴孔面積 f 、流量係数 μ 、機関回転数 n_e を用いて(1)式のようにあらわされる。

$$\frac{dB}{d\theta} = \frac{\mu f}{6n_e} \sqrt{2g \gamma_b (p_f - p_g)} \quad \cdots \cdots (1)$$

ただし、 g : 重力の加速度

一般に、流量係数 μ は、噴射圧力 p_f 、背圧（シリンダ内圧力） p_g によって変化するが、ここでは燃料の噴射期間中の平均値を用いることとし、供給燃料量 B_e の実測値を用いて(2)式から求めた。

$$\mu = 6n_e B_e / f \int_{\theta_{f1}}^{\theta_{f2}} \sqrt{2g \gamma_b (p_f - p_g)} d\theta \quad \cdots (2)$$

ただし、 θ_{f1} 、 θ_{f2} : 燃料の噴射始め、噴射終わりのクランク角度

以上の計算は、正味平均有効圧 p_e 、機関回転数 n_e の異なる20種の条件にて得られた測定結果から、噴射圧力 p_f 、シリンダ内圧力 p_g の実測値をクランク角度1度ごとに与え、電子計算機を用いて行なった。

(2)式から計算された流量係数 μ を噴射弁噴孔のレイノルズ数 R_e に対してまとめたのが図1である。レイノルズ数 R_e は、噴孔を通過する燃料油の平均流速 w 、噴孔径 d 、動粘性係数 ν に対してつぎのように表わした。

$$R_e = wd/\nu \quad \cdots \cdots (3)$$

なお、この場合、動粘性係数 ν は燃料油の温度によって変化するが、噴孔付近の温度を求めることは困難であるから、ここでは便宜上常温における値とし、 $\nu = 4 \times 10^{-2} \text{cm}^2/\text{s}$ を用いた。したがって、レイノルズ数 R_e は噴孔における真の値より小さ目になっていると予想されるが、比較論的には問題にならない。

図1において、流量係数 μ は機関回転数 n_e をパラメータにしてレイノルズ数 R_e の関数として表わすことができ、一般のあな流量係数の傾向と同様に R_e

図1 レイノルズ数に対する
噴射弁噴孔の流量係数

の増加とともに大きくなっている。また、図には噴射期間中の噴射圧力の平均値に対して等圧線を描いているが、同じ R_e に対して n_e が高くなると圧力レベルも上昇している。図からわかるように、 μ は n_e が高いほど減少する傾向にあるが、一般にあなの流量係数は圧力レベルが高くなるとともに小さくなる傾向にあり⁽⁴⁾、前述したように n_e の上昇とともに噴射圧力のレベルが高くなることによる一般のあなの場合と類似の傾向であろう。さらに、この傾向は、ここでは間けつ流れを定常流れとして、また、噴射弁は開弁、閉弁と同時に全開、全閉するとして扱ったことにも関係しているものと思われる。そして、 μ の値は 0.5~0.7 の間に分布しており、この値も一般のあなと同程度で妥当な値と思われる。

図2 正味平均有効圧に対する
噴射弁噴孔の流量係数

参考のために、この μ を p_e に対して n_e をパラメータにしてあらわすと図2のようになる。 μ は p_e の増加とともに供給燃料量 B_e が増すため流速 w したがって、レイノルズ数 R_e が大きくなるため増大する。一方 p_e 一定の場合、 n_e を高くすると時間当たりの噴射率が大きくなり、噴射期間(時間であらわした)が短くなって流速 w は大になるが、それにもかかわらず μ はわずかに減少する傾向にある。これも前述した噴射圧力の影響、流れ、弁の開閉などの扱いによる影響と思われる。

2.2 有効燃焼率 有効燃焼率 $dQ/d\theta$ (Q は有効熱量)は、燃焼のインジケータ線図から得られるシリンダ内圧力 p および圧力上昇率 $dp/d\theta$ を用いて、熱力学の第1法則からつぎのようにあらわすことができる。

$$\frac{dQ}{d\theta} = \frac{A}{\kappa - 1} V \frac{dp}{d\theta} + \frac{\kappa A}{\kappa - 1} p \frac{dV}{d\theta} \dots\dots(4)$$

ただし、 V : シリンダ体積、 A : 仕事の熱当量、 κ : 比熱比

ここで、比熱比 κ は燃焼終り後の空気過剰率を用い、燃焼温度に対して Just の数値から逐次得られる値を用いた。

2.3 有効燃焼係数

燃焼状態を解析し、機関サイクルをシミュレートする際の一因子として、機関に供給される燃料の発熱量と燃焼により得られる有効熱量との相対関係をあらわす係数を有効燃焼係数 η_b として定義した。すなわち、有効燃焼係数 η_b は燃焼が始まってから任意のクランク角度 θ までは発生する有効熱量と、そのときまでに供給された燃料の理論発熱量との比で、前述の燃料噴射率 $dB/d\theta$ および有効燃焼率 $dQ/d\theta$ を用いて(5)式のようにあらわすことができる。

$$\eta_b = \int_{\theta_{ci}}^{\theta} \left(\frac{dQ}{d\theta} \right) d\theta / H_u \int_{\theta_{fi}}^{\theta} \left(\frac{dB}{d\theta} \right) d\theta \dots\dots(5)$$

ただし、 H_u : 燃料の低位発熱量、 θ_{ci} 、 θ_{fi} : 燃焼始め、噴射始めのクランク角度

2.4 計算結果とその検討

以上に述べた計算式によって得られた燃料噴射率 $dB/d\theta$ 、有効燃焼率 $dQ/d\theta$ 、有効燃焼係数 η_b の計算例を図3、図4に示し

図3 正味平均有効圧に対する燃料噴射率と
有効燃焼率および有効燃焼係数

図4 機関回転数に対する燃料噴射率と有効燃焼率および有効燃焼係数

た. 図の噴射燃料量比 x は, 任意のクランク角度 θ までに噴射した燃料量の全噴射燃料量 B_e に対する割合をあらわし, (2)式と同じ記号を用いと(6)式のようにあらわすことができる.

$$x = \int_{\theta_{fs}}^{\theta} \left(\frac{dB}{d\theta} \right) d\theta / B_e \quad \dots\dots\dots (6)$$

図3は機関回転数 n_e 一定にて正味平均有効圧 p_e を変えた場合の例である. 図3からわかるように, n_e 一定にて p_e を増すと供給燃料量 B_e が増し, 燃料噴射率 $dB/d\theta$ の波形は縦, 横両軸方向に増大するが, $p_e = 5.73 \text{ kg/cm}^2$ 以上ではその波形は次第に後方に付加されて増大する傾向にある. この傾向は有効燃焼率 $dQ/d\theta$ にもそのままあらわれており, $dB/d\theta$ が最大になる点と $dQ/d\theta$ が最大になる点とはほぼ一致し, 燃料噴射率と有効燃焼率とが密接に関係しあっていることがわかる. そこで, 燃料噴射率と有効燃焼率との関係をあらわす(5)式から求められる有効燃焼係数 η_b 曲線について考えると, (5)式からわかるように, η_b 曲線の形は燃料の噴射期間中は燃料の増加率 $dB/d\theta$ から求まる発熱量の増加率 $H_u dB/d\theta$ と有効熱量の増加率, すなわち有効燃焼率 $dQ/d\theta$ との相対関係によって決定される. すなわち, 燃焼の初期には, 燃料の発火遅れ期間(供試の大形機関の場合きわめて短い)中に蓄積された燃料が一度に燃焼するため, その燃料量 B_e が少ないにもかかわらず $dQ/d\theta$ が急速に増大するから η_b も

急速に大きくなる. その過渡的燃焼ののち準定常燃焼域にはいると, 噴射燃料量 B_e および $dB/d\theta$ が大きいにもかかわらず, $dQ/d\theta$ の増加率が減少するため η_b の増加率も小さくなる. そして燃料噴射が終わると, (5)式において分母が一定となり, η_b は $dQ/d\theta$ のみによって定まるため, ふたたびその増加率が大きくなり, 燃料噴射終わり付近で η_b 曲線に段ができる. 図3において, 燃焼初期の状態をみると, p_e が小さいと $H_u dB/d\theta$ が小さいため, p_e が大きいとシリンダ内の空気量が増し温度も上昇して $dQ/d\theta$ が大きくなるため, η_b はいずれの場合も大きくなり, したがって, $p_e = 5.73 \text{ kg/cm}^2$ 付近で η_b は最も小さくなる. また, 燃料噴射が終わった後は, p_e が大きいほど供給燃料量 B_e も多いので, 後燃え期間が長くなり η_b の増加率も小さい. そして, 燃焼終わりの η_b は $0.85 \sim 0.95$ 程度に収束する.

図4は, p_e 一定にて n_e を変えた場合の例である. p_e 一定の場合, ごく低負荷を除いて, 熱効率にほとんど差がないため供給燃料量 B_e はほとんど一定になる. n_e の上昇とともに噴射圧力は高くなるが, クランク角ベースであらわすと, 図からわかるように燃料噴射率 $dB/d\theta$ は小さくなり, 噴射期間が長くなる. そして, 噴射率が最高になる時期は n_e の上昇とともに遅くなり, その最大値も小さくなる. したがって, 有効燃焼率 $dQ/d\theta$ の最大になる時期, 最大値の傾向も同様になっている. また, 有効燃焼係数 η_b をみると, n_e の上昇とともに燃焼初期の η_b の増加率が小さくなっている. これは, 時間 t を横軸として表わすと有効燃焼率 dQ/dt は n_e の変化によってあまり差がなく, 一方, 燃料噴射率 dB/dt が n_e の上昇とともに大きくなるため, 時間横軸の η_b の増加率 ($d\eta_b/dt$) が減少するからである. そして, 燃料噴射終わりが n_e の上昇とともに遅くなるため, η_b の変曲点も n_e の上昇とともに遅くなる. (参考のために時間ベースで考えると, その傾向とは逆に n_e の上昇とともに変曲点は早くなる). なお, 後燃え後半の η_b 曲線は, 後述する有効燃焼終わりの有効燃焼係数 η_{be} によって説明されるが, 低負荷では n_e の上昇とともに η_{be} が大きくなるため互いに交錯する. しかし, 高負荷では n_e の上昇とともに η_{be} が小さくなるので, η_b 曲線の交錯はない. 図4の場合後燃え後半の η_b 曲線の交錯はデータのばらつきによるものと思われる.

以上のように, 燃料噴射率 $dB/d\theta$ によって有効燃焼率 $dQ/d\theta$ の形がほぼ決定され, それらから得られる有効燃焼係数 η_b によって燃焼の状態をよく評価できることがわかる.

図5 有効熱量と燃焼終わりの有効燃焼係数

また、有効燃焼終わりの有効燃焼係数 η_{be} とそのときに得られる有効熱量 Q_e の正味平均有効圧 p_e および機関回転数 n_e に対する関係を図5に示す。なお、 η_{be} 、 Q_e は、(7)、(8)式のように与えられる。

$$\eta_{be} = Q_e / BH_u \quad \dots\dots\dots (7)$$

$$Q_e = \int_{\theta_{ce}}^{\theta_{cc}} \left(\frac{dQ}{d\theta} \right) d\theta \quad \dots\dots\dots (8)$$

ただし、 θ_{cc} ：有効燃焼終わりのクランク角度

有効熱量 Q_e は、正味平均有効圧 p_e の増加とともに、供給燃料量が増すため大きくなり、機関回転数 n_e に対してはほとんど差がない。 η_{be} は図からわかるように、多少ばらついているが、正味平均有効圧 p_e の増加とともにわずかに大きくなり、機関回転数 n_e の上昇とともにあるところまでは大きくなり、さらに n_e が上昇するとかえって減少するような傾向がみられる。この理由については、つぎに述べる燃焼期間中の熱損失の大きさなどとともに検討する。

すなわち、 $1 - \eta_{be}$ によって燃焼期間中の熱損失、有効燃焼終わり ($dQ/d\theta = 0$ となる点) の未燃焼燃料

分などを評価することができる。 n_e 一定にて p_e が大きくなると、供給燃料量が増して有効熱量が増すため、相対的に熱損失が減って η_{be} は大きくなる。また、 p_e 一定にて n_e が上昇すると、燃焼時間が短くなって熱損失が減るため η_{be} は大きくなる。なお、燃焼時間が短くなると、未燃焼燃料分は増すと思われるが、その増加率は熱損失の減少率に比べて小さいものと推定される。しかし、さらに、 n_e の高いところで η_{be} が減少する傾向があるが、燃焼室内の燃焼ガスが十分に攪はんされて、熱伝達が良好になるため熱損失が増すとともに、燃焼時間が短縮されて未燃焼燃料分が増すことによるものと推察される。しかし、これについては、測定結果のばらつきも考えられるので、今後さらに多くのデータについて検討を行なう必要があらう。

3. 有効燃焼率の数式化

機関のサイクルのシミュレーションにおいて、燃焼過程を理論的に厳密に取り扱うことはきわめて困難であり、従来そのような試みはほとんどない。そこで、燃焼過程をシミュレートする一つの方法として、有効燃焼率を数式で表現することを考えた。有効燃焼率が簡単な式で表現できるならば、機関サイクルをシミュレートするうえできわめて好まうであることはいうまでもない。

有効燃焼率を数式化する方法として、近似直線（折れ線）、フーリエ級数、多項式、指数関数などによって表現することが考えられる。折れ線で近似する場合、折れ線の数が少ないと精度が悪く、折れ線の数を増すと複雑になり実用的でない。フーリエ級数、多項式を用いると、波形そのものはきわめて忠実に表現されるが、それぞれの係数と燃焼との物理的関連がつけにくく、理論的解析としてふさわしくない。有効燃焼率の指数関数による表現が燃焼の理論をよく説明できることが Wiebe⁽⁵⁾ により半実験的に立証されており、また、小形ディーゼル機関の燃焼率が二つの指数関数の和で表わされることが金岡⁽⁵⁾ によって示されている。したがって、有効燃焼率を直接数式化する方法としては、指数関数を用いるのが理論的にも式の取り扱いからも最もつづがよいと思われ、有効燃焼率の指数関数による表現を試みた。

3.1 指数関数による表現

さきに図3、図4に示した有効燃焼率 $dQ/d\theta$ の波形をみると、前述したようにある正味平均有効圧 ($p_e = 3.58 \text{ kg/cm}^2$) 以上では、 $dQ/d\theta$ の波形はしだいに後方に追加されていく形をしている。そこで、 $p_e = 3.58 \text{ kg/cm}^2$ における

各種回転数に対する波形を基準にして, p_e 増加後の $dQ/d\theta$ はこれらの基準波形に付加されていくものと考えて指数関数によって表現した.

図3, 図4はクランク角度に対して $dQ/d\theta$ を描いているが, 時間 t を横軸として $dQ/d\theta$ を表わすと, 回転数 n_e が変化する場合の $dQ/d\theta$ の後燃え部分が回転数 n_e に無関係に同一傾斜となり数式化するうえでつぎがよい. なお, 図3のように n_e 一定の場合は横軸を時間に変換しても変わらない. そこで, $dQ/d\theta$ を時間 t の関数 $q(t)$ であらわし, 上述の基準波形を $q_1(t)$, 付加される波形を $q_{11}(t)$ としてつぎのように表現した.

$$dQ/d\theta = q(t) = q_1(t) + q_{11}(t) \quad \cdots \cdots (9)$$

これらの $q_1(t)$, $q_{11}(t)$ (今後 q_1 , q_{11} と略記する) を前述の図3, 図4などの有効燃焼率の実測値から模索してつぎのような形であらわした. すなわち, q_1 は

$$q_1 = A_1(t + 0.00125)^{1.9} e^{-\alpha_1(t + 0.00125)} - q_{10} \quad \cdots \cdots (10)$$

また, q_{11} は一つの指数関数で表現することが困難なため, つぎのように二つの指数関数であらわした.

$$q_{11} = q_2 - q_3 \quad \cdots \cdots (11)$$

$$q_2 = A_2(t - 0.009)e^{-\alpha_2(t - 0.009)} - q_{20} \quad \cdots \cdots (12)$$

$$q_3 = A_3(t - 0.01)e^{-\alpha_3(t - 0.01)^2} - q_{30} \quad \cdots \cdots (13)$$

ただし, q_1 は $t \geq 0$, q_{11} すなわち q_2 , q_3 は $t \geq 0.01$ における値をそれぞれ用いた. また, $p_e = 3.58 \text{ kg/cm}^2$ 以下では波形は基準のものからそのまま縮小すると考えてつぎのようにあらわした.

$$q_4 = A_4(t + 0.00125)^{1.9} e^{-\alpha_4(t + 0.00125)} - q_{40} \quad \cdots \cdots (14)$$

なお, (10)~(14)式において $A_1 \sim A_4$, $\alpha_1 \sim \alpha_4$, $q_{10} \sim q_{40}$ などは実験により求められる係数である.

ここで, 指数関数の一般的な性質をとえば(10)式について考える. (10)式を時間 t で微分すると,

$$dq_1/dt = A_1(t + 0.00125)^{0.9} e^{-\alpha_1(t + 0.00125)} \{1.9 - \alpha_1(t + 0.00125)\}$$

となり, q_1 は $dq_1/dt = 0$ すなわち,

$$t + 0.00125 = 1.9/\alpha_1 \quad \cdots \cdots (15)$$

において最大となり, 最大値は(15)式より求められる t を(10)式に用いて,

$$(q_1)_{\max} = \frac{A_1}{\alpha_1^{1.9}} (1.9)^{1.9} e^{-1.9} - q_{10} \quad \cdots \cdots (16)$$

のようにあらわされる. (15)式から, 指数部の係数 α_1 によって q_1 が最大になる時期が定まり, α_1 が大になると q_1 が最大になる時期が早く (t が小のほうに移動) なる. また, (16)式より α_1 が大になると q_1 の最大値は減少すると同時に, 波形全体が縮小しようとするが, この縮小を抑制するのが比例係数 A_1 である. そ

図6 基準波形とその係数

して, (16)式からわかるように, 最大値は $A_1/\alpha_1^{1.9}$ によって主として支配される (q_{10} の値はの場合小さい). なお, q_{10} は燃焼の始め, 終わりを決定する補正係数である. これらの関係は q_2 , q_3 , q_4 などについてもまったく同様である.

3.2 計算結果とその検討 上述の諸式における各係数を実測結果と比較して決定した. (10)式であらわされる基準波形 $q_1(t)$ は, $p_e = 3.58 \text{ kg/cm}^2$ 一定にて機関回転数 n_e に対して図6(a)のように計算される. そして, このときの諸係数 A_1, α_1 , q_{10} は n_e のみの関数として図6(b)のようになる. 一般に, p_e 一定で n_e が高くなると燃料噴射期間 (時間であらわした) が短くなって噴射率が最大になる時期が時間的に早くなり, したがって n_e の上昇とともに燃焼期間 (時間) が短くなり, 有効燃焼率が最大になる時間が早くなる. そして, n_e の上昇とともに図4に示したように, 燃料噴射率 $dB/d\theta$ が小さくなり, 有効燃焼率 $dQ/d\theta$ は小さくなる. このような状態が図6(b)の諸係数によって表現されるわけで, 前述の指数関数の一般的性質とあわせ考えると, $q_1(t)$ が最大になる時期が(15)式によりあらわされるので, α_1 は n_e の上昇とともに大きくなり, また, $q_1(t)$ の最大値は(16)式により表わされるから α_1 の増大による波形の縮小を A_1 によって補うため, A_1 も n_e の上昇とともに大きくなる.

つぎに, (11)~(13)式であらわされる付加波形 $q_{11}(t)$ は, たとえば回転数 $n_e = 91.6 \text{ rpm}$ において図7(b)のよう

図7 有効燃焼率の計算結果

に計算される。図7(b)には基準波形 $q_1(t)$ も併記しているが、この基準波形にそれぞれの p_e に対する付加波形を加えると図7(a)のように p_e に対する有効燃焼率 $q(t)$ が得られる。そして、図7(b)の付加波形は(12), (13)式の $q_2(t)$, $q_3(t)$ から構成され、それぞれ p_e に対して図7(c)のようになり、 $q_2(t)$ によって付加波形の大きさおよび燃焼の後半の後燃え期の燃焼率の形が、また、 $q_3(t)$ によって準定常燃焼期間の燃焼率の形が決定される。そして、 $q_2(t)$, $q_3(t)$ は図7(c)のように、それらの最大になる時期が一定のまま p_e の増大とともに大きくなる形をしている。このように図7(a), (b), (c)をそれぞれ対比してみると基準波形と付加波形との関係がよくわかり、さらに前述の図3と併せて観察すると、 p_e の増大ともなう供給燃料量 B_e の増加により有効燃焼率が増大していく様子がよくわかる。

以上のような $q_2(t)$, $q_3(t)$ の波形およびそれらの p_e による変化が図8に示す諸係数によってあらわされている。 α_2 , α_3 は前に基準波形 $q_1(t)$ に対して述べたと同様に、 $q_2(t)$, $q_3(t)$ が最大になる時期を決定す

図8 計算式の諸係数(1)

る係数で、 p_e に対して一定 (α_2 は n_e のみの関数、 α_3 は n_e にも関係なく一定値 $=5,000$) になることは興味深いところである。前述したように、 $q_2(t)$ は p_e の増大とともに大きくなるため、 A_2 は p_e の増大とともに大きくなり、また、 $q_2(t)$ が大きいほど $q_3(t)$ を大きくして補正せねばならないため、 A_3 も A_2 と同様に

図9 計算式の諸係数(2)

p_e の増加とともに大きくなる。そして付加波形の付加始めの点を決定する q_{20} は p_e に対して一定となり、 $q_3(t)$ による補正期間を決定する q_{30} は p_e の増加とともに減少する。なお、付加波形は p_e が、 3.58 kg/cm^2 以上で値をもつことから、 $p_e = 3.58 \text{ kg/cm}^2$ において $A_2 = 0$ 、 $A_3 = 0$ になっている。

一方、 n_e に対する傾向は、さきに図6にて述べた基準波形 $q_1(t)$ と同様で、諸係数は n_e に対して図9のようにあらわされている。 α_2 は n_e のみの関数として表わされ、前述の α_1 と同様に n_e の上昇とともに大きくなっている。したがって、 α_2 の増大にともなう波形の縮少を補うため A_2 は n_e の上昇とともに大きくなる。そして、前述したように α_3 は一定であるが、 A_3 は n_e の上昇とともに大きくなっている。これは n_e の上昇とともに準定常燃焼域の波形修正を大きくすることを意味する。また、 q_{20} は n_e の上昇とともに小さく、 q_{30} は n_e に対して一定になっている。なお、 q_{20} 、 q_{30} は厳密には p_e 、 n_e の関数として扱わねばならないが、それらの値自身が小さく、図8、図9のように q_{20} は n_e のみの、 q_{30} は p_e のみの関数として扱っても大差はない。

$p_e = 3.58 \text{ kg/cm}^2$ 以下の p_e に対する波形 $q_4(t)$ については、その諸係数は図10、図11のように p_e 、 n_e の関数としてあらわされている。前述したように、 $q_4(t)$ は $q_1(t)$ の波形をそのまま縮少する形をとっているため、 $p_e = 3.58 \text{ kg/cm}^2$ に対する各係数は、図6(b)における値と一致し、 $p_e = 3.58 \text{ kg/cm}^2$ においては、 $A_4 = A_1$ 、 $\alpha_4 = \alpha_1$ 、 $q_{40} = q_{10}$ である。したがって、 n_e に対する諸係数と波形の関係は $q_1(t)$ の場合と同様であり、一方、 p_e に対してはその減少とともに噴射率と

図10 計算式の諸係数(3)

図11 計算式の諸係数(4)

の関係から、 $q_4(t)$ が最大になる時期が早くなるため α_1 が大きく(図式参照)なり、 α_4 の波形縮少効果が大きいから、 p_e の減少とともに有効燃焼率波形が小さくなるにもかかわらず、 A_4 は大きくなっている。

以上のように、前述の(10)~(14)式のような形の指数関数を使って有効燃焼率を表現することにより、任意の運転条件 (p_e 、 n_e) に対する有効燃焼率をよく推定することができる。また、図6(a)、7(a)に実測値をプロットして示しているが、燃焼の始め、終わり付近を除いて計算値とよく一致している。この程度の不一致は実際の機関のサイクル変動を考えるならば、ばらつき範囲内とみてもよく、指数関数によって実際の機関の燃焼過程をかなり精度よくシミュレートできることがわかる。このような有効燃焼率の指数関数による表現が燃焼の過程をよく表現していることが Wiebe によって半実験的に確かめられている⁽⁵⁾が、本実験的解析においても前述したように、有効燃焼率の波形と用いた数式の諸係数によって燃焼現象をよく説明することができた。しかし、用いた数式はかなり複雑であり、またその諸係数と運転条件との関係はさらに複雑であるため、これらをサイクルのシミュレーションに用いるのは不適当であろう。

4. 燃焼遅れの近似解析

前述の有効燃焼係数は、噴射された燃料が有効に燃焼する割合として定義したもので、これによって燃焼状態を評価できることはすでに述べたとおりである。そこで、さらに有効燃焼率と燃料噴射率との関連を解析するために、近似燃焼遅れ曲線の作成を試みた。

図12 燃焼遅れの近似解析法

4.1 近似燃焼遅れ曲線 一般に燃焼遅れを理論的に厳密に求めることは、燃焼そのものの物理的、化学的過程の複雑さのためきわめて困難である。そこで、噴射された燃料は噴射された順に燃焼すると仮定し、図12に示すように任意のクランク角度 θ_f までに噴射した燃料が燃焼し終わるクランク角度 θ_c を、有効燃焼率の積分値が噴射燃料の理論発熱量に前述の有効燃焼終わりの有効燃焼係数 η_{bc} を乗じたもの（噴射終わりと燃焼終わりとを対応させるため）に等しくなる点として求め、近似燃焼遅れを解析した。すなわち、 θ_f と θ_c との関係はつぎのような式であらわされる。

$$\eta_{bc} H_u \int_{\theta_f}^{\theta_c} \left(\frac{dB}{d\theta} \right) d\theta = \int_{\theta_c}^{\theta_c} \left(\frac{dQ}{d\theta} \right) d\theta \dots (17)$$

(17)式から得られる θ_f と θ_c の相対関係としてあらわされる近似燃焼遅れ曲線と燃料噴射率および有効燃焼率との相対関係をあらわす例を図13に示す。これらの

図13 近似燃焼遅れ曲線と噴射率燃焼率の関係

図は、単位噴射燃料量 0.002 kg ずつを噴射するものとして計算した結果で、図12、図13により噴射した燃料とそれにより得られる有効熱量との対応がよくわかる。なお、図13の斜線部が 0.002 kg の燃料に対応している。

図13において燃焼遅れ線はまったく燃焼遅れがなければ、図中の点線のように θ_f 軸に対して45度の直線であらわされる。しかし、燃焼の始めには燃料の発火遅れ、混合気の生成状態などの影響によって燃焼遅れが大きいため、 θ_f 軸に対するこう配の大きい曲線となり、準定常燃焼域になると燃焼遅れの増加がきわめて小さくなり、図の点線のこう配に近づく、そして後燃え域にはいると、しだいに燃焼が緩やかになるため見かけの燃焼遅れが大きく、したがって、曲線のこう配はふたたび大きくなる。

4.2 計算結果とその検討 正味平均有効圧 p_e および機関回転数 n_e の異なる20種の条件、および掃気圧力低下によるシリンダ内空気量減少状態について、大形ディーゼル機関を用いて実験した結果から、上述の近似燃焼遅れ曲線を求めた。図13のように得られる近似燃焼遅れ曲線において、燃料噴射および燃焼に対するクランク角度 θ_f 、 θ_c をそれぞれ噴射期間 θ_{fp} 、燃焼期間 θ_{cp} で除した無次元量としてあらわした例について述べる。

図14 正味平均有効圧に対する近似燃焼遅れ曲線

図14は機関回転数 n_e 一定にて正味平均有効圧 p_e が変化した場合、図15は p_e 一定にて n_e が変化した場合の例である。また、図16は50%および90%負荷にて掃気圧力 p_s を低下させ、シリンダ内空気量を減少させた場合の例である。これらの曲線の形はいずれもよく似かよった形をしており、先に図13で述べたと同様の傾向を示している。

図15 機関回転数に対する
近似燃焼遅れ曲線

図14, 図15において, 近似燃焼遅れ曲線の形は, 図3, 図4の有効燃焼率 $dQ/d\theta$ 曲線と対比してみると, $dQ/d\theta$ 曲線のばらつきの影響をそのまま受けてばらついている. とくに燃焼初期と有効燃焼終わり付近のばらつきの影響が大きいように思われる. すなわち, 燃焼初期の $dQ/d\theta$ の増加率が小さいと近似燃焼遅れは大き目に, 燃焼終わりが遅くなって $dQ/d\theta$ の減少率が小さいと遅れは小さ目になる傾向があり, したがって, 両者の影響により近似燃焼遅れ曲線はかなりばらつくものと考えられる. そこで, 図3, 図4においてとくにばらつきが大きいと思われる $dQ/d\theta$ を除いて図14, 図15を観察すると, n_e 一定の場合, 近似燃焼遅れは p_e の増加とともにあるところまでは小さくなり, その後は p_e が増すとともに大きくなり, また, p_e 一定の場合には n_e の上昇とともに遅れが大きくなる傾向がある. すなわち, n_e 一定の場合 p_e が小さいと図3の燃料噴射率線図からもわかるように, 燃料噴射状態が悪くなるため, また, p_e が大きくなると燃料増加にともない空気過剰率が低下するため, いずれの場合も燃焼遅れが大きくなり, したがって, 燃焼遅れの最も小さくなる p_e が存在する. 一方, p_e 一定の場合, n_e が上昇すると時間当たりの燃料噴射率が大きくなるが燃焼速度はあまり変わらないため見かけの遅れが大きくなる.

図16はシリンダ内空気量を減少させた場合の例であるが, 本実験のような大きい空気量減少に対しても近似燃焼遅れ曲線の差は, データのばらつき程度の差であり, 相当大きい空気量減少によっても燃焼遅れは変わらないものと考えられる. このことは, 過渡時のサイクルをシミュレートする場合きわめて好つごうである.

図16 掃気圧力低下に対する近似燃焼遅れ曲線

なお, サイクル変動によるばらつきを図17に示す. これより, 燃焼遅れ曲線のサイクル変動によるばらつきはさほど小さくなく, 17式によって求められる近似燃焼遅れ曲線が, 平均的に大形機関の燃焼特性を表わすものと考えてよい.

図17 サイクル変動による燃焼遅れ曲線のばらつき

ここで、機関の運転条件による近似燃焼遅れ曲線の変化について考察する。前に燃焼遅れ曲線に対する p_e , n_e の影響について述べたが, n_e 一定にて p_e が変わる場合, 図3における測定結果の $dQ/d\theta$ のばらつきによる燃焼遅れ曲線のばらつきを除くと, 図14にみられるように p_e の影響は小さい。また, p_e 一定にて n_e が変わる場合, 図15では燃焼遅れ曲線にかなりの変化がみられるが, 他の p_e における燃焼遅れ曲線は n_e に対してほとんど変化せず一定であるので, これも $dQ/d\theta$ のばらつきによるものと考えられる。すなわち, p_e , n_e による近似燃焼遅れ曲線の変化は, $dQ/d\theta$ のばらつきによるばらつきよりも小さい。これらのことから, 近似燃焼遅れ曲線の形が多少ばらついても, サイクルシミュレーションを行なう場合, このばらつきが有効燃焼率さらにサイクルに与える影響は小さいものと考えられる。したがって, 近似燃焼遅れ曲線を p_e , n_e , p_i の運転条件に関係なく1本の曲線とみなしても大きな誤差はないと考えられる。

以上のように, 燃料噴射率と有効燃焼率との間には運転条件に無関係に一定の関係があるということができ, このことは Austem および Lyn が小形機関に対して得た結果⁽²⁾ と類似している。そして, このように近似燃焼遅れ曲線が運転条件に無関係なばかりでなく, 比較的単純な形の曲線で表現できることは, 機関の燃焼過程をシミュレートする場合きわめて有利である。

4.3 サイクルシミュレーションへの適用 前述したように, 機関の運転条件のいかにかわらず, 燃料噴射率と有効燃焼率との相対関係が一定の曲線で表現できることは, 機関サイクルをシミュレートする場合, きわめて好つごうである。すなわち, 各機種に対して, 前述の近似燃焼遅れ曲線を求めておけば, 燃料噴射率を与えることにより有効燃焼率が決定され, 計算が簡素化するばかりでなく, 燃料噴射率との関連によって有効燃焼率が求められることは理論的にもきわめて有意義である。

一般に燃料噴射率は, 図3, 図4に示したように単純な形になり, この形を直線によってかなり精度よく近似することも容易である。そこで, 燃焼遅れ曲線を多項式(5次式程度でかなり精度よく近似できる)によってあらわし, 燃料噴射率を供給燃料量および機関回転数の関数としてあらわしておけば, 任意の供給燃料量, 機関回転数に対して有効燃焼率を決定し, そのときのサイクルを表現することができる。前述した有効燃焼係数を数式化してもこれと同様のことがいえるが, 図3, 図4からわかるように, 有効燃焼係数は複雑な曲

線であり, また, その形は運転条件によって変化するため, その数式化は困難である。したがって, 機関サイクルのシミュレーションを考える場合, 運転条件に無関係に一定の曲線で表現できる近似燃焼遅れ曲線が最も適している。

5. む す び

以上のように, 大形ディーゼル機関の実測結果から得られる有効燃焼率について2, 3の解析を行なった結果から, つぎのような結論が得られた。

(1) 有効燃焼係数を定義して, 有効燃焼率を燃料噴射率と関連させて解析, 検討を行なったが, 有効燃焼係数によって正味平均有効圧, 機関回転数の各種条件に対する燃焼状態をよく評価することができる。また有効燃焼終わりにおける有効燃焼係数によって, 燃焼過程中的熱損失, 有効燃焼終わりにおける未燃焼燃料分などの程度を評価することができる。

(2) 有効燃焼率曲線の指数関数による表現を試みたが, 適当な諸係数を選ぶことによって実測値をよく近似することができ, また, それらの諸係数によって燃焼の現象をよく説明することができる。

(3) 燃焼噴射率と有効燃焼率との相対関係を表わす近似燃焼遅れ曲線を求めたが, これによっても大形機関の燃焼特性を平均的にあらわすことができる。そしてこの曲線は正味平均有効圧, 機関回転数, 掃気圧力などの運転条件に関係なく一定になる。このことは, 過渡特性をシミュレートする上できわめて好つごうである。

(4) 機関の燃焼過程をシミュレートする方法として有効燃焼率を直接数式化する方法と, 有効燃焼係数または近似燃焼遅れ曲線を数式化して燃料噴射率から有効燃焼率を表現する方法とが考えられる。前者に対して, 指数関数を用いる方法があり, これによって有効燃焼率を忠実に表現することができるが, その数式および諸係数が複雑なため, また, 後者の有効燃焼係数はその曲線の形が複雑であるため, 燃焼状態を評価するにはよいが, いずれもサイクルシミュレーションには適していない。結局, シミュレーションに対して最も有利なのは, 機関の運転条件に関係なく比較的単純な形の一定曲線であらわすことのできる近似燃焼遅れ曲線を数式化する方法である。

終わりにあたり, 本研究について終始ご指導を賜った京都大学長尾名誉教授に謹んで謝意を表します。

文 献

前号（大形2サイクルディーゼル機関
のサイクル特性）の正誤表

頁, 段, 行			誤	正
(1)	W. T. Lyn : Calculations of the Effect of Rate of Heat Release on the shape of Cylinder-pressure Diagram and Cycle Efficiency Proc. Instn. Mech. Engrs (A.D.), 1 (1960-61)	56 右 2	kg/s/cyl.	kg/cycle/cyl.
		" " 3	"	"
		" " 5	"	"
		" " 6	"	"
(2)	A. E. W. Austen, W. T. Lyn : 放出熱分析の機関の燃焼研究への適用 国際燃焼機関会議 (CIMAC) 論文集, 10 (1962) コペンハーゲン	" " 8	"	"
		" " 9	"	"
(3)	永井, 水島, 浅田, 中塚 : 大形二サイクルディーゼル機関のサイクル特性, 日本船用機関学会誌第4巻第10号 (昭和44年12月号) 掲載	" " 10	"	"
		" " 11	"	"
(4)	藤本 : 水力学概論	58 右 5	回転数 η_e	回転数 n_e
(5)	G. Sitkei : Kraftstoffaufbereitung und Verbrennung bei Dieselmotoren (1964)	" " 15	151g/PS/h	151g/PS/h
(6)	金岡 : C. F. R 機関の有効熱発生率について, 日本船用機関学会第6回講演会前刷 (43.10)	60 右 9	$+\frac{\kappa A}{\kappa-1}pdV\cdots\cdots(80)$	$+\frac{\kappa A}{\kappa-1}P\frac{dV}{d\theta}\cdots\cdots(80)$