

ROSEリポジトリいばらき（茨城大学学術情報リポジトリ）

Title	高速度ジーゼル機関のサイクルについて(第一報)
Author(s)	井原, 敏男
Citation	茨城大学工学部研究集報(2(1)): 79-82
Issue Date	1949-09
URL	http://hdl.handle.net/10109/7164
Rights	

このリポジトリに収録されているコンテンツの著作権は、それぞれの著作権者に帰属します。引用、転載、複製等される場合は、著作権法を遵守してください。

お問合せ先

茨城大学学術企画部学術情報課（図書館） 情報支援係
<http://www.lib.ibaraki.ac.jp/toiawase/toiawase.html>

高速度ジゼル機関のサイクルについて(第一報)

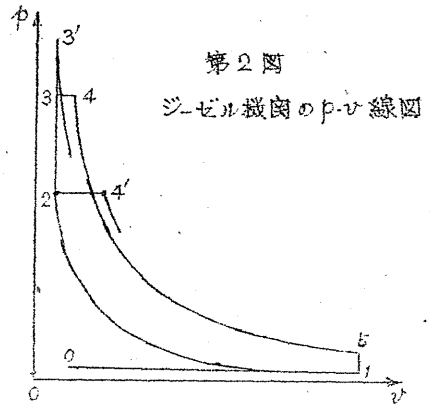
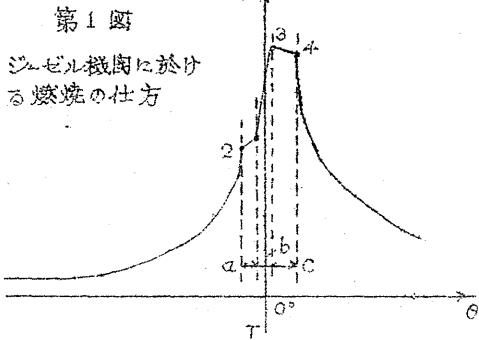
On the Cycle of High Speed Diesel Engines (Report 1)

井原敏男 (Toshio Ihara)

ABSTRACT— The mode of combustion of fuel injected into Diesel engine cylinder is shown by fig. 1, in which (a) is the delay period, (b) the period of rapid combustion and (c) the period of slow combustion. The cyclic operation of engine approximately becomes Diesel, Sabathè or Otto cycle respectively, according to the variation of periods (a), (b) and (c). In this paper the effect of change of cyclic operation of high speed Diesel engines upon the performance of engine is analysed from thermodynamical stand point, assuming that the working substance is air, its specific heats C_p and C_v are constants and the heat supply is kept constant. From this study we know that (1) η_s and p_M increase with the increase of q_v/q_1 , (2) the rate of increase of p_M is slow, but p_3 and T_4 rise in proportion to q_v/q_1 , therefore, (3) the serious increase of q_v/q_1 is preferably to be avoided.

I. 緒言

圧縮点火機関はジゼル機関であり、サイクルの如何でジゼル機関を特徴づけられない。即ちシリンダ内での燃焼状況を分析するとオ1図に示すようになり、 a は燃えおくれの期間、 b は迅速燃焼の間で、 c は緩慢な燃焼をする期間であつて、 a, b, c のvari方如何でインゲートル線図はオ2図に見る如く Diesel-Sabathè-Otto サイクルよりのものになる。高速機関がシリンダ内に誘起する空気渦流の好影響を考へに入れても高速であればあるほどクランク上死点に対する噴射の進め角は増え 30° にも達し、 a 間の燃料噴射量は増すので燃料の発火性が良くない場合には、迅速燃焼が極めて著しく現われ、インゲートル線図は Otto サイクルよりのものに



なり、これが中間に位する場合には Sabathé ようになる。

そこで上述の事情を考慮して、a, b, c の按配が変り機関の働きが Diesel-Sabathé-Otto サイクルようになる場合に、これをサイクル論的に調べてどのような結果になるかを見当付けようというのである。この種の問題については、たとえば航研の栗屋氏の詳しい研究(日本機械学会誌、昭和11年5月、サバテ・サイクルの一考察)はあるが、惜しいことには基礎式に重大な誤りがあるように思われる。

II. 假定と計算の仕方

今の場合は極めて大ざかみにサイクル毎に供給する熱量一定の場合に初温及び初圧一定で、圧縮比一定の際機関の作用が Diesel-Sabathé-Otto の間で見るとサイクル効率 η_s 、平均有効ガス圧 p_m 、最高圧 p_3 、同温度 T_4 及び燃料消費率 S 等がどのように変わるかを見極めるために作業物には空気をを用い、その定圧及び定積比熱夫々 C_p 及び C_v を一定とし、第3図に示した Sabathé サイクルを基準にとって計算した。従って実際の機関で得られる値と計算値との間には相当な開きのあるはいうまでもない。既述の如く p_1 kg/cm^2 abs, T_1 $^\circ\text{K}$ を夫々初圧及び初温度、 $u = v_4/v_3$ 遮断比、 $m = p_3/p_2$ 圧力比、 $C = v_1/v_2$ 圧縮比、 $\gamma = C_p/C_v$ 、 $H_L =$ 低発熱量、 Kcal/kg とすれば

$$\eta_s = 1 - C^{1-\gamma} (u^\gamma m^{-1}) / \{m - 1 + \gamma m(u - 1)\} \quad \text{----- (1)}$$

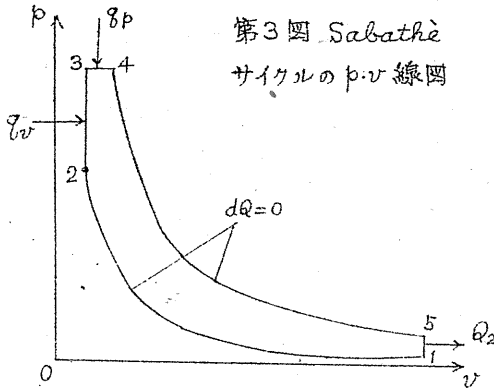
$$p_m = p_1 C^\gamma \{m\gamma(u - 1) + (m - 1) - C^{1-\gamma} (u^\gamma m^{-1})\} / (\gamma - 1)(C - 1) \text{ kg/cm}^2 \quad \text{---- (2)}$$

$$p_3 = m p_1 C^\gamma \text{ kg/cm}^2 \quad \text{---- (3)} \quad T_4 = u m C^{\gamma-1} T_1 \text{ }^\circ\text{K} \quad \text{----- (4)}$$

$$S = 632 / H_L \eta_s \text{ kg/HP h} \quad \text{----- (5)}$$

上述のようにサイクル毎の供給熱量 Q_1 一定で、 p_1, T_1, C の何れもが一定の条件では上式中の u と m とは(6)式で関係付けられる。

$$u = \{Q_1 - T_1 C^{r-1} C_v(m-1)\} / C_p m C^{r-1} T_1 + 1 \quad \dots \dots \dots (6)$$



第3図 Sabathé サイクルの p-v 線図

故に定積燃焼即ち迅速燃焼期間 b が著しく現われ $q_v = C_v(T_3 - T_2)$ が増大したとすると、その q_v に対して m は $m = q_v / C_v T_1 C^{r-1} + 1$ より決り、その m に対応する u は(6)式から決ってくる。これらの m 及び u を(1)~(5)式に入れて $\eta_s \sim S$ は算定される。この方法に従って q_v/Q_1 の種々の値に対して $\eta_s \sim S$ を算出すると、機関の働きが

Diesel-Sabathé-Otto ように変わる間の特徴が明らかになる訳である。

III. 計算例

上の問題を具体化するために $C=13$, $p_1=1.0 \text{ Kg/cm}^2 \text{ abs}$, $T_1=373^\circ\text{K}$, $Q_1=500 \text{ Kcal/Kg}$, $C_p=0.241$, $C_v=0.172 \text{ Kcal/oK Kg}$, $H_L=10,000 \text{ Kcal/Kg}$ にとると(6)式より

$$u = \{1.996 - 0.714(m-1)\} / m + 1 \quad \dots \dots \dots (6')$$

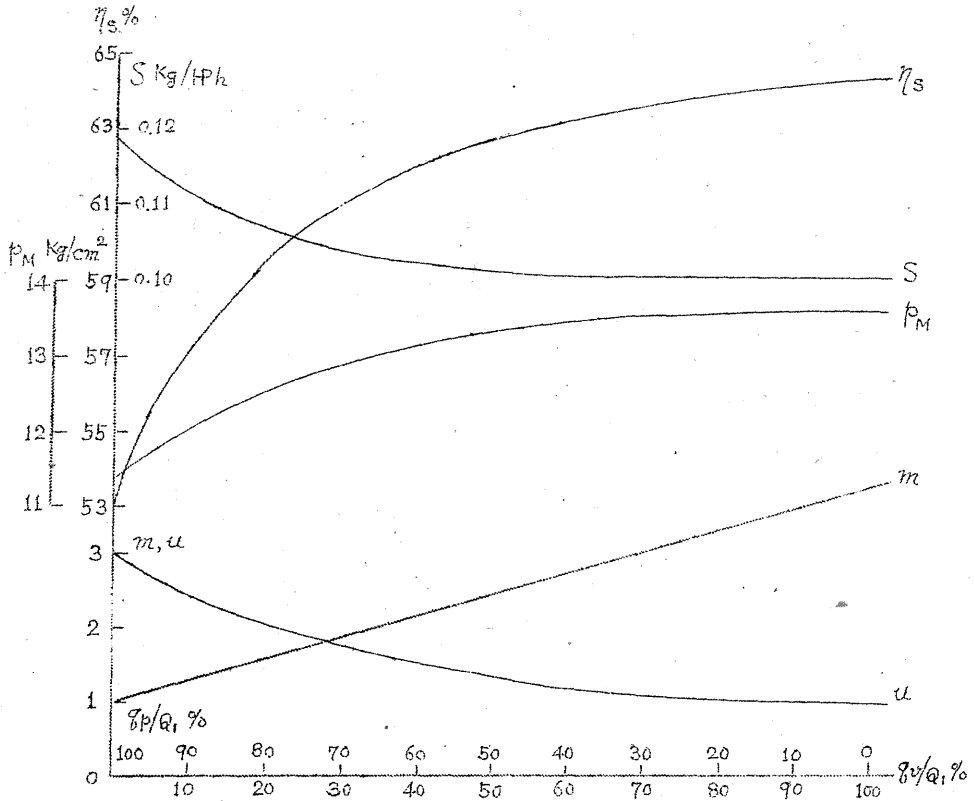
(6')式で種々の m に対する u を求め表1表上段の2列に示してある。この m と u との関係値を利用して $p_3, T_3 = m C^{r-1} T_1, T_4$ を算定するとこれまた表1表に見る如くである。この場合 $T_2 = C^{r-1} T_1 = 1,040^\circ\text{K}$ 一定になる。このようにして求めた各温度を $q_v, q_p = C_p(T_4 - T_3)$ に入れて表1表の m に関連して q_v 及び q_p を求め、 q_v/Q_1 及び q_p/Q_1 % を出し、一方この q_v/Q_1 及び q_p/Q_1 に対応する m 及び u 即ち表4図に示した m 及び u の値を(1), (2) 及び(5)式に代入して η_s, p_M 及び S を算出し、これらを一纏めにして表4図が得られる。

第 1 表

m	1	1.1	1.2	1.3	1.5	1.7	2.0	3.796
u	2.976	2.750	2.545	2.370	2.073	1.881	1.642	1.000
$p_3 \text{ Kg/cm}^2 \text{ abs}$	36.31	39.6	43.5	47.2	54.5	61.7	72.62	137.6
$T_3^\circ\text{K}$	1040	1144	1248	1352	1560	1768	2080	3740
$T_4^\circ\text{K}$	3115	3148	3180	3203	3264	3326	3420	3940

IV. 結論

C, Q_1, p_1 及び T_1 = 一定の場合に定積下の燃焼 q_v が増すとサイクル



第4図. γ_v/Q_1 及び γ_p/Q_1 に対する m と u との関係値並びに η_s , p_M 及び S の変り方

は次第に Otto サイクルに接近して、(1) η_s , p_M は増大するが、(2) p_M の増大は極めて緩慢であるに拘らず、 p_3 , T_4 の上昇は極めて著しく γ_v/Q_1 に直線的に比例する。(3) 従って γ_v/Q_1 の増加は機関の作動部分に及ぼす応力とシリンダ周りの温度上昇に關聯する困難を促進する。(4) 故に γ_v/Q_1 の著しい増大は非効果的であつて避けるべきであり、いよいよ燃料の発火性と燃焼室の設計に重大な注意を拂ふ必要のあることがわかる。(5) 大体 $\gamma_v/Q_1 \cong 40 \sim 50\%$ のところでは、 p_3 , T_4 は驚異的に上らず、しかも η_s , p_M を相当高度に保ち得るから、設計はこの辺のところを狙つて然るべきかと考えられる。(23.10.15)