(5) 本計算では噴霧粒群はある着火おくれの期間を経て同時に着火するものと仮定し、その時刻を $t=0$ とした。

最後にこの研究費の一部はトヨタ自動車工業会社および文部省科学研究費の援助によることを記して謝意を表わす。

文 献

- (1) R.P. Probert, *Phil. Mag.*, Vol. 37, No. 265 (1946), p. 94.
- (2) 棚沢泰, 東北大学工学報告, Vol. 18, No. 2 (1954), p.195.

- (3) 棚沢泰・小林清志, 東北大学工学報告, Vol. 20, No. 1 (1955), p. 27.
- (4) 未発表.
- (5) 棚沢泰・豊田章一郎, 東北大学工学報告, Vol. 19, No. 2 (1955), p. 135.
- (6) 坂山四郎・棚沢泰, 機械学会論文集, 5 巻 18 号 (昭 14-2), 63 ページ.
- (7) G.A.E. Godsave, *Fourth Symposium on Combustion*, (1952), p. 818.
- (8) 小林清志, 東北大学工学報告, Vol. 18, No. 2 (1954), p. 223.
- (9) J.A. Bolt, T.A. Boyle, *Trans. ASME.*, Vol. 78, No. 3 (1956), p. 609.

621. 436. 018. 7

ディーゼル機関出力の温度修正 (続報)*

平 尾 収** 小 高 庄 二***

Some addenda on the Temperature Coefficient of Diesel Engine output Horse-Power

by Osamu HIRAO and Syozi OTAKA

Examining the aspect of combustion processes in the diesel engine cylinder through indicator-cards, we can see the effect of suction-air temperature on the cards, even in light load operation such as the case where the excess air factor is 2~3, when almost no effect can be felt upon its output horsepower.

When we change the suction-air temperature keeping the fuel injection rate constant, the maximum explosion pressure in pre-combustion chamber varies almost proportionally to the quantity of air aspirated, which varies due to the suction-air temperature change.

Namely it may be said, that the combustion process in the pre-combustion chamber of diesel engine cylinder is regulated by the quantity of air in it. This will be understood from the fact that even under the condition of light load when the excess air factor is about 3, the excess air factor in regard to the pre-combustion chamber alone will still remain about unity.

Anyway, it may be said that the effect of the suction-air temperature upon the combustion process in the diesel engine cylinder is somewhat conspicuous even under light load conditions.

さきにディーゼル機関出力の温度修正法について、実験結果に基いて一案を発表したが⁽¹⁾、その後更に行った実験の結果について以下に述べる。

1. 損失馬力と指示出力

前報⁽¹⁾と同一の実験装置によって、予燃焼室型の燃焼室を用いて、1 サイクル当りの燃料噴射量と出力の関係を求めた結果を第 1 図に示す。図中の ○, × 印はそれぞれ吸気温度が 15°C, および 75°C のときのデ

ータである。また λ_{15} , λ_{75} の尺度はそれぞれ吸気温度が 15°C および 75°C のときの空気過剰率を示す。また図中の B 点は燃料の噴射量を零にしてモータリングしたときの所要馬力である。次に ●, + 印はそれぞれ吸気温度が 15°C および 75°C のときのインジケータ線図より求めた指示出力を示す。インジケータはファンボロインジケータに改良を施したものを使用し、位相角なども特に注意して正確を期したが、なお相当の誤差は免かれようである。しかし I HP の曲線は B IP の曲線に対してほぼ 2.2 IP, 平均有効圧にして 2.0 kg/cm² だけ平行に上方に移動していると考えても良さそうである。そこで燃料噴射量を零にしてモータリングしたときの指示出力は約 1.8 IP, 平均有効

* 昭和 30 年 6 月 25 日 内燃機関部門講演会において講演, 原稿受付 昭和 31 年 10 月 22 日.

** 正員, 東京大学生産技術研究所.

*** 東京大学生産技術研究所.

第1図 予燃焼室型機関出力と燃料噴射量

圧にして -1.5 kg/cm^2 ということになる。これは主燃焼室と予燃焼室の間の絞り損失と、膨張行程中のシリンダ内空気からシリンダ壁、ピストンヘッド等への熱伝達による損失と考えるべきものであろう。しかし前報で述べたように同じ装置でシリンダヘッドのみを取り換えて渦流室型燃焼室にした場合のモータリング所要馬力は 3 HP, 平均有効圧にして 2.5 kg/cm^2 であったが、この場合は予燃焼室型に比べて連絡孔の面積が非常に大きく、したがって絞り損失は非常に小さいと考えられるから、この両者のモータリング所要馬力の差 1 HP (0.8 kg/cm^2) は予燃焼室型燃焼室の絞り損失に相当すると考えて大過ないのではあるまいか。もしそうすると熱伝導による損失は 0.8 HP, 平均有効圧にして 0.7 kg/cm^2 に相当することになる。このように、モータリング運転によって求めた損失馬力は、指示出力と正味出力の差より、かなり大きなものとなるが、これは圧縮比が 20:1 というように、高い値であるためであろう。(圧縮比 7:1 前後の場合はモータリング馬力はほぼ指示出力と正味出力の差に等しいと考えられている⁽⁶⁾)。この意味において前報で第1図のB点を基準にした出力が指示出力になると述べたことは訂正を要する。しかし前にも述べたように第1図において BHP の曲線と IHP の曲線はほぼ平行しているから、前報で提案したB点を使用して行う温度修正法の根拠には影響はない。

2. 吸気温度が燃焼状況に及ぼす影響

種々の負荷状態におけるインジケータ線図を重ねる

と第2図に示すようになる。圧縮行程の曲線はいずれの場合もほとんど完全に重なる。図でAの部分は負荷によって高低がある。ここに注意すべきは中等程度の負荷のときにこの部分の最高圧力が最大になり、それより

第2図 負荷によるインジケータ線図の変化

負荷が増しても減っても圧力は低下することである。これは毎回の燃料噴射量が $0.03 \sim 0.04 \text{ g}$ 程度の場合は、予燃焼室内の空気に対する空気過剰率が約 0.8 前後となり、予燃焼室内における燃焼温度が最大になり、かつ、燃焼も最も急激に進行するためであると考えられる。また予燃焼室の圧力と主燃焼室の圧力を同時に記録してみると第3図に示すようになり前述のAの期間は予燃焼室の圧力が主燃焼室の圧力に比して非常に大きく主燃焼室の圧力は予燃焼室の圧力によって支配されることがわかる。再び第2図にもどってBの部分は負荷が変わってもほとんど変化なくごく低負荷の場合を除いてよく重なる。これはこの時期までの燃焼が主として予燃焼室において行われ、したがってその発熱量は予燃焼室内の空気量によってほぼ定まるからであろう。(ごく低負荷の場合には異なってくる。)しかし第2図のCで示す時期になると主燃焼室で燃焼が盛んに起り負荷により圧力が変わってくる。このB、Cの期間は第3図でわかるように予燃焼室と、主燃焼室の圧力差は、Aの期間に比してきわめて小さい。しかし第2図のAの期間の最高圧力は吸気温度を上げると小になり、同一の燃料噴射量の場合を比較すると $t_s = 15^\circ\text{C}$ の場合に対して $t_s = 75^\circ\text{C}$ の場合は約 7~8% 程度小になっている。これもAの期間の圧力上昇がほぼ予燃焼室内の空気量によって支配されると考えれば理解することが出来る。

第3図 主燃焼室と予燃焼室の圧力

次に燃料の噴射量が同一で吸入空気温度がそれぞれ 15°C および 75°C の場合のインジケータ線図を比較

してみると第4図のようになる。同図は縦軸に $\log p$, 横軸に $\log V$, をとった。同図の a は負荷の大きな場合で空気過剰率は, 吸気温度が 15°C の場合に対しては $\lambda_{15} \doteq 1.20$, 75°C の場合に対しては $\lambda_{75} \doteq 1.08$ である。図中の AB は燃焼が行われている期間であり BC は傾斜がモータリングのときの膨張曲線とほとんど平行で燃焼がすでに終了していることを示している。 a 図では吸気温度が 15°C の場合も 75°C の場合も燃焼の終了する時期はほとんど変わらず, $t_s = 75^{\circ}\text{C}$ の場合の方がむしろ燃焼終了が酸素欠乏のため, 早くなっているのではないと思われる。次に b 図は $t_s = 15^{\circ}\text{C}$ に対しては $\lambda_{15} \doteq 1.5^{\circ}\text{C}$, $t_s = 75^{\circ}\text{C}$ に対しては $\lambda_{75} \doteq 13.5$ 程度の空気過剰率の場合で燃焼の完了する B 点は a 図の場合に比べて早くなっている。また $t_s = 75^{\circ}\text{C}$ の場合は $t_s = 15^{\circ}\text{C}$ の場合に比して燃焼終了時期がおそくなっており, A B 期間は $t_s = 75^{\circ}\text{C}$ の場合の圧力が低いが, BC 期間では

ほぼ同一になっているのがわかる。 c, d 図は更に, 軽負荷の場合のインジェクタ線図で空気過剰率は, それぞれ $\lambda_{15} \doteq 1.87$, $\lambda_{75} \doteq 1.70$ および $\lambda_{15} \doteq 2.15$, $\lambda_{75} \doteq 1.93$ の場合で燃焼期間 AB はますます短くなるが, この期間の圧力は吸気温度によって異なる。一方 BC の期間では軽負荷の場合に圧力はほとんど吸気温度の影響を受けない。このようは出力の吸気温度による差は測定の精度以内になってほとんど認め得ない。

3. む す び

吸気温度を変えた場合の燃焼状況をインジェクタ線図によって検討してみると空気過剰率が 2~3 というような軽負荷において, 吸入空気温度の影響が出力にはほとんど感じられないような場合でも燃焼状態にはかなりの影響があることがわかった。この実験では吸気温度は $t_s \doteq 15^{\circ}\text{C}$ の場合と $t_s \doteq 75^{\circ}\text{C}$ の場合について

第4図 インジェクタ線図より求めた $\log p$ と $\log V$ の関係

て行ったが, 同一燃料噴射量のときの $t_s = 15^{\circ}\text{C}$ の場合と $t_s = 75^{\circ}\text{C}$ の場合の最高爆発圧力の比は負荷によってはあまり変わらずこの場合 0.92 程度になり, これは両者の吸入空気重量の比に非常に近い値である。すなわち予燃焼室内の燃焼はその中の空気量によって支配され, これが最高圧力を定めると考えてよいように思われる。このことは空気過剰率が 3 程度場合でも, 予燃焼室内においては空気過剰率が 1.0 程度であることから理解出来よう。

とにかく吸気温度が燃焼状態に及ぼす影響は軽負荷の場合でも普通考えられているよりも, よほど大きいように思われる。

文 献

- (1) 平尾, 機械学会誌, 56 巻 414 号, 581~586 ページ (昭 28-7)。
- (2) Ricardo, *The High-Speed In. Comb. Engine*, 1953.