高速度ディーゼル機関の燃料噴射の實驗⁽¹⁾

(昭和9年4月1日 第11期定期總會に於て講演)

正員 濱部 源次郎⁽²⁾正員 長尾 不二夫⁽³⁾

Research on the Fuel Injection of the High Speed Diesel Engine

By Genjirō HAMABE, Member

Fujio NAGAO, Member

摘 要

本研究は Bosch 燃料ポンプ及び噴射弁を用ひ種々の運動状態のもとに於てポンプの送油弁の出口及び噴射弁の入口における圧力、同時に弁運動を電気容量により測定し噴射の遅れ、噴射時間、噴射圧力、及び弁運動の相互關係並にこれ等に及ぼす各種の影響を見出した。回轉數は毎分 900 を中心に最低 100 から 1,500 の間で實驗を行つた。

1. 緒 言

自動弁を用ひたディーゼル機関の燃料噴射の圧力變化及び弁運動が種々の原因により支配されることは既に實驗的研究を試みた⁽⁴⁾。然るにその回轉範圍は最高 250 rev/mn 最低 100 rev/mn で實驗したが回轉により噴射時間、噴射圧力、噴射の遅れが意外に甚だしく影響されることを見出したので、本實驗では高速度ディーゼル機関用燃料ポンプを用ひて回轉數を毎分 1,500 まで上げて同様の實驗を繰返した。高速度になるため及び噴射系統に含まれる油の容積が減少するから測定裝置には更に改良を加へ自然振動數の大きい油の含まれる容積の一層小なるものを使用した。

2. 實驗裝置

實驗には Bosch のポンプ及び噴射弁の普通の型をそのまま使用した。このポンプの調整は第1圖に示す調整棒によりプランジャーを廻はしその切り欠きにより噴射の終りを變へることにより行ふ。送油弁には Bosch 特有の吸戻弁をそのまま使用した。

噴射弁はばねで押へた自動弁で弁の動きを見るために細い棒 *A* を針弁の先につけ外部から動きを測り得る様にしこのために弁の重量の増加することの無い様に *E* の部分は細くし全体として元のものと同じ重さになる様にした。

第1圖 ボッシュポンプ及び測圧用蓄電器

第2圖 噴射弁及び測圧用蓄電器

圧力の測定には超微測計を使用した。即ち發振回路における蓄電器の容量の變化による陽極電流の變化を利用し1個は送油弁の出口1個は噴射弁の入口に何れも出来るだけ接近して置き2個所の圧力を同時に測定した。弁の動きは弁の先に小さい磁石 *M* を置きそれに線を巻き弁の動きによりその線に誘導された起電力により測定した。弁の動く距離は極く僅かであるからこの起電力は弁の速度に比例する2個所の圧力及び弁速度の三つをオシログラフにより同一のフィルムの上に記録せしめ相互の關係を見出した。

3. 噴射の遅れ

噴射の遅れはプランジャーが動き始めてから噴射の開始するまでの時間で次の三つの部分に分けて考へることが出来る。即ちプランジャーの動き始めを基點として

- 1) プランジャーが油を押し始めてから送油弁の開くまでの時間 t_1
- 2) 管の中を油圧が傳るに要する時間 t_2
- 3) 圧力が噴射弁に達してから弁が動くまでの時間 t_3

F = プランジャーの面積

b_1 = 単位弁面積についてのばねの強さ

V_1 = ポンプの中の油の容積

p_r = 管の中の残留圧力

p_1 = ポンプの吸入圧力

v = プランジャーの速度

a = 油の圧縮率

(1) 財團法人服部報公會昭和8年度補助による

(2) (3) 京都帝國大学

(4) 本誌 36 卷 197 號

とすれば送油弁が開くまでに次の関係が成立する。

$$b - p_r = b_1$$

$$a V_1 (p - p_1) = F \int_0^{t_1} v dt$$

今プランジャーの平均速度を v_m とすれば第 1 の噴射の遅れは

$$t_1 = (b_1 + p_r - p_1) \frac{a V_1}{F v_m} \quad (1)$$

即ち弁ばねの強さ、油の圧縮率、ポンプの間隙容積の大なる程増加しプランジャーの面積速度の大なる程減少する。

第 2 の遅れは管の長さを l 圧力波の傳播速度を a 油の密度を ρ とすれば

$$t_2 = \frac{l}{a}, \quad a = \sqrt{\frac{1}{\rho \alpha}} \quad (2)$$

即ち管の長さや圧力傳播速度に關係する傳播速度は、油の種類及び圧力により異なる。

次に圧力が弁に達してから弁ばねに打ち勝つて噴射が始まるまでには次の関係が成立する。

v_2 = 管の中の油の速度

R = 針弁の單位面積に就ての摩擦

f_2 = 管の面積

V_2 = 噴射弁に含まる油の容積

b_2 = 針弁の單位面積に就てのばねの初圧

とすれば $b_2 - p + R = 0$

$$f_2 v_2 = a V_2 \frac{dp}{dt}$$

$$p = \int_0^{t_3} \frac{f_2 v_2}{a V_2} dt + c$$

但し c は積分常數にして $t=0$ に於て $p=p_r$ とすれば

$$t_3 = (b_2 + k - p_r) V_2 a / f_2 v_{2m}$$

v_{2m} は管の中の油の平均速度

即ち油の容積、圧縮率、弁の初圧が増加する程 t_3 は増加し、管の太さ、油の速度、残留圧力の増加する程減少する。

以上三つの噴射の遅れの中で t_1 は後の實驗に示す如く殆ど一定でこの量は極く僅かである。 t_2 は管の長さに比例して増加する。 t_3 は最も多く種々の條件により影響されるので特に b_2 , p_r の影響が大きい。噴射の遅れはこの三つを加へ合したものでこれを t_1 とすれば

$$t_1 = a V_1 (b_1 + p_r - p_b) / F v_m + V_2 a (b_2 + k - p_r) / f_2 v_{2m} + l/a \quad (4)$$

噴射の遅れは實際には回轉角 θ_1 で表はしたが適當で毎分回轉數を n とすれば

$$\theta_1 = 6n [a V_1 (b_1 + p_r - p_b) / F v_m + V_2 a (b_2 + k - p_r) / f_2 v_{2m} + l/a] \quad (5)$$

4. 圧 力 變 化

開孔弁の場合には圧力波の反射により圧力は比較的規則正

しき變化をなすが自動弁の場合には針弁の振動により圧力が甚だしく亂される。今油が一定の速度でノズルに流入する場合弁の運動による圧力變化を考へて見る。

p_n = 弁の單位面積に就てのばねの圧力

k = 弁の單位面積に就ての動的摩擦

m = 弁の單位面積に就ての質量

f_n = 弁の面積

x = 弁の揚り

f = ノズルの面積

v = 噴油速度

p_b = 背圧

流出係數を 1 とすれば次の関係が成立する。

第 3 圖

$$\left. \begin{aligned} p_n - p + k \frac{dx}{dt} + k &= -m \frac{d^2x}{dt^2} \\ f_2 v_2 - f v &= f_n \frac{dx}{dt} + V_2 a \frac{dp}{dt} \\ f &= u x \quad u = \text{弁座の周囲の長さ} \\ v &= \sqrt{\frac{2}{\rho} (p - p_b)} \\ p_n &= b_2 + c_1 x \quad c_1 = \text{常數} \end{aligned} \right\} \quad (6)$$

(6) 式を満足する p が即ち弁により呼び起された圧力變化を示す實際にはこの上に圧力波の反射も重なり複雑なものになる。(6) 式から p を求めることは出来ない。O. Lutz⁽⁵⁾ は或る假定を設け弁の振動を (6) 式から求めて居る。兎に角 p は v_2 以外の多くの項により左右されることが分かる。

5. 實 驗 結 果

以上示した各因子が燃料噴射に及ぼす影響を明かにするためにその中の一つを變化せしめ他を一定に保ち上述の方法で圧力及び弁速度曲線を取り各の影響を明かにした時間を測るには特にオシログラフの振動子の自己振動 2 万 H.z. のものを用ひフィルムの速度 10 m/s 位で記録せしめた。以下に示す圧力變化は何れも自己振動數 6,000 H.z. のものでフィルム速度 3 m/s 位で採つたものである。

1) 回轉數の影響、試驗狀態は

プランジャー直径	8 mm
管の内径	1.37 mm
管の長さ	1.15 m
弁ばねの初圧	113 atm
ノズルの直径	0.3 mm

でミリ重油を使用し回轉數毎分 100 から 1,500 の間で實驗した。第 3 圖に噴射の遅れ、噴射時間を示す θ_1 θ_2 θ_3 は何れも t_1 t_2 t_3 をクランク角で示したものである。 θ_3 は噴射時

(5) O. Lutz, Die Vorgänge in federbelasteten Einspritzdrüsen von kompressorlosen Ölmaschinen Ingr.-Arcv. Bd. IV, 153 頁 1933.

間を示す。回転数を増すことはプランジャーの速度を増すことで (1) 式で見る様に p_r を一定とすれば θ_1 は一定となり θ_2 は (2) 式で見る様に n に比例して増加し θ_3 は一定となるべきであるが実験結果は θ_2 のみは計算とよく合ふが θ_1, θ_3 は計算値よりずれる。

これは p_r が回転数により変化するためである。 θ_3 は噴射の時間を示すもので理論上はプランジャーの油を押して居る間であるから一定となるべきであるが事實はこれと甚だしく異り回転数に比例して増加する。これは圧力曲線に示す如く圧力の下りが回転数とは無関係な油の中の圧力波の伝る速度で左右されるためである。

圧力変化は第 4 圖に示す。

4a は回転数 100 rev/min の場合で先づポンプの出口に圧力が現れそれより少し遅れて噴射弁に傳はり弁が開くと圧力は一時下る。プランジャーの速度が遅いため、弁の開いて居る時間が甚だ長

傳播速度は殆ど影響無くポンプにおける圧力変化の時間とノズルにおける圧力変化の時間は殆ど同一である。4b は回転数 300 rev/min の場合でポンプにおける圧力は締切りまで上

る一方で弁の振動は殆ど無くその開閉は極めて急速に行はれる。ノズルにおける圧力は弁の開きにより一時下る。弁の閉じた後に油柱の振動のために大きな波が残る。この位相はポンプとノズルで丁度 180° 異つて居る。この波は次第にサイン形となり次第に減衰し次の噴射までには全く無くなるが残留圧力は吸戻弁のあるにも拘らず全く零にはならない。回転数の増加するに従つて 4c, 4d, 4e に示す如くポンプにおける圧力は殆ど三角形の形をなしノズルにおける圧力は圧力の傳るのに一定の時間が必要のために變化の時間及び圧力の形も異なる。又回転数の増加につれて弁の開いた時の圧力降下は減少し、弁の開きは急激であるが閉じる際に再開をなす。これは回転数が大き

第 4 圖

- 4a: 100 rev/min
- 4b: 300 rev/min
- 4c: 1,224 rev/min
- 4d: 1,224 rev/min
- 4e: 1,451 rev/min
- V: 針弁の速度
- P: ポンプ出口における圧力變化
- N: 噴射弁入口の圧力變化
- Z: 120 サイクル

第 5 圖

くその間弁は一定の周期を以て振動して居る。それに従つて弁における圧力も振動する。然るにこの振動はポンプに行く迄には減衰してポンプにおける圧力曲線には現れない。(6) 式を近似的に解いてもこれと同じ様な振動が得られる⁽⁶⁾。かかる低速に於ては圧力の變化も緩やかであるために圧力波の

(6) O. Lutz 前出

昭和 10 年 8 月]

第 6 圖

くなるに従つて弁の閉じる時の圧力の振動が次第に大きくなるためである。これ等の結果からポンプ及びノズルにおける最大圧力 p_0 、 p_N 、残留圧力 p_r 、及びポンプにおける圧力變化の時間とノズルにおける圧力變化との比 r の回転数による變化を示すと第 5 圖の如くなる。 p_0 が回転数により増加することは理論とよく一致するが p_N は 800 rev/min を越すと

回転数を増しても圧力は殆ど昇らない又 p_0 と p_N の差は想像以上に大きく回転数の増加と共にその差は益々大きくなる。残留圧力は回転数の小なる間は低く殆ど大気圧まで下がるが 600 rev/mn 以上になると一定となり弁ばねの初圧よりも稍低い圧力を保つ、回転数の小なる間は吸戻弁がよく働くが高速度になると働きが悪くなるためである。

ii) 送出量の影響、運転状態は

プランジャーの直径

8 mm

管の直径 1.37 mm

管の長さ 1.15 m

弁ばねの初圧 113 atm

ノズルの直径 0.3 mm

回転数 850 rev/mn

にしてミリ重油を使用し送出量を變化せしめた。即ち機関の調制をした場合である。噴射の遅

第 7 圖

調整棒の位置 送出量
 7_a 10 mm 85 mm³
 7_b 15 mm 148 mm³
 7_c 20 mm 215 mm³
 7_d 25 mm 282 mm³
 V 針弁の速度
 P ポンプ出口における圧力變化
 N 噴射弁入口における圧力變化
 Z 120 サイクル

第 8 圖

第 9 圖

第 10 圖

10_a 292 atm 10_b 228 atm
 10_c 163 atm 10_d 0

弁の開閉は急激に行はれ再開を起すことは無い。7b は調制棒の位置が 75 mm, 送出量毎行程 148 mm³ で弁の開いて後の圧力の上りは大きくなりプランジャー速度の大なる所で締切りが行はれるため弁の閉りは甚だ悪く再開を起して居る。7c, 7d は夫々調制棒の位置が 20 mm, 25 mm, 送出量毎行程 215 mm³, 282 mm³ の場合である。このプランジャーの正規送出量は毎行程 180 mm³ であるから何れも過負荷の状態である。弁の開いて後の圧力の上りが極めて高く弁は頂上に於て静止する締切りの行はれる時はプランジャーの速度も下り圧力も降下の傾向にあるから弁の閉じは円滑に行はれ再開を起

[第 1 卷 第 3 號

す様なことは無い。ポンプ及びノズルにおける最大圧力 p_0 , p_N 及び残留圧力 p_r は第8圖に示す如く送出量が増すと増加する。 p_0 p_N の差は送出量の小なる間は甚だ大きいが増すに従つて接近して来る。 γ は送出量に関らず一定である。

iii) 弁ばねの初圧の影響

プランジャーの直径 8 mm.
管の直径 1.37 mm
管の長さ 1.15 mm
ノズルの直径 0.3 mm
回転数 900 rev/mn

としミ重油を用ひ弁ばねの初圧を 0 から 300 atm まで變化せしめた。噴射の遅れは第9圖に示す如く θ_1 , θ_2 は殆ど變化がないが θ_3 は p_r の影響のために弁ばねが強くなると甚だしく遅れる θ_4 はそれに反し弁ばねが強くなると甚だしく短縮される。茲に初圧 0 は開口弁の場合では無く少しでも弁が上れば圧力がかかる状態である。圧力變化及び弁運動は第10圖に示す。

10_a, 10_b は弁ばねの非常に強い場合で弁の開く時の圧力はそれに相當して高く開いて後の圧力の上りは比較的少く弁の閉りは迅速である。10_c の如く弁ばねが弱くなるに従つて弁の開く時の圧力は割合に低くそれに比して開いて後の圧力の上がりが大きくなり閉りが次第に悪くなり弁は再開をなす。極端に初圧を 0 にすると噴射の遅れは少く $\theta_3=0$ になるが弁の閉は甚だ悪く、針弁は弁座の上に反撥して完全に閉ぢるまでには長い時間を要す。 p_N , p_0 , p_r は第11圖に示す如く、何れも弁ばねの初圧により増加す。 p_N と p_r の差は弁ばねが強くなるに従つて減少する。即ち弁ばねが強くなる程噴射中の圧力の變動が少なくなる。

昭和 10 年 8 月]

第 11 圖

第 12 圖

第 13 圖

13_a 弁ばね B
13_b 弁ばね C
13_c 弁ばね D
(第12圖)

第 14 圖

ため増加する。圧力變化及び弁運動は第15圖に示す。15_a は 216.5 cm の管で締切後圧力の變動が甚だしく弁は再開をなしポンプにおける圧力は一旦残留圧力以下に下つたものが

以上は同一のばねで締めかたを變へただけであるが次に第12圖に示す如き圧縮曲線を有する強さのばね6種類を用ひて初圧及びその他の條件は全く同一として前と同一の實驗を行つた。

その中の二三の例を第13圖に示す。何れも初圧を 113 atm としたもので噴射の遅れ、噴射時間は圧力變化弁運動の詳細なる變化に到るまで殆ど變りない。これによつて見ても弁ばねの自己振動は此處に示した範囲内では噴射には影響無いことがわかる。然し回転数を低くし噴射時間を長くするとばねの自己振動の影響があらはれる。

iv) 管の長さの影響

プランジャーの直径 8 mm
管の直径 2.16 mm
弁ばねの初圧 113 atm
ノズルの直径 0.3 mm
回転数 900 rev/mn
として一分引輕油を用ひ管の長さを 4.5 cm 216.5 cm の間で數種類變化せしめた。

その結果を第14圖に示す。即ち θ_1 は變化なく θ_2 は管の長さに比例して増加する。點線は(2)式から計算したもので大体實驗と一致する。

θ_3 は p_r が管の長さと共に増加するために管が長くなると減少する。 θ_4 は管が長くなると締切後の圧力の下りが緩くなる

第 15 圖

15_a 216.5 cm
15_b 67.3 cm
15_c 4.5 cm

第 16 圖

第 17 圖

再び噴射圧力まで上る。15_b は 67.3 cm で圧力の變化は幾分減少する。15_c は 4.5 cm で管なくポンプにノズルと直結した場合で 4.5 cm はポンプからノズルに到る長さである。この場合は締切り後の圧力の變化は極めて僅かである。これ等の圖に見る如く弁の閉じて後の油柱の振動周期は管の長さに比例して居ることがよく分かる。 p_0 p_N p_r は第 16 圖に示す。

v) 管の太さの影響

プランジャー 8 mm ノズルの直径 0.3 mm
管の長さ 115 cm 回転數 900 rev/min
弁ばねの初圧 113 atm

に於て一分引輕油を使用し管の内径 1.37, 2.15, 3.14, 4.00 mm のものを用いた噴射の遅れは p_r が管の太さが増すと増加するために減少する噴射時間も管の太さが増すと噴射系統に含まる油の容積増加のため圧力が上らず減少する。これ等の關係を第 17 圖に示す。

圧力變化及び弁運動は第 18 圖に示す開孔弁の場合の管の太さの影響⁽⁷⁾に就ては中西博士の限界速度がある。此處に使用したものは何れもその範囲外で自動弁の場合にはその範囲を多少擴げ得る筈である

第 18 圖

18_a 1.37 mm
18_b 2.15 mm
18_c 3.14 mm

が極端にその範囲より遠ざかるために弁の閉りは甚だ悪い。

p_0 , p_N は油の容積が増加するため第 19 圖に示す如く何れも減少する。

vi) ノズルの大きさの影響

第 19 圖

第 20 圖

v) と同一状態に於て 2.15 mm の管を用ひノズルの大きさを 0.3, 0.45, 0.6 mm 各 1 個有するものを用ひた第 20 圖に見る如く噴射の遅れはノズルが大きくなると増加する。又噴射時間は反對に著しく減少す。これは後に示す如くノズルが大きくなると弁の閉じが早く p_r も殆ど 0 になるためである。

圧力變化は第 21 圖に示す如くノズルの大きくなるに従つて弁の閉りは次第によくなり 21_c の如きは鮮かに閉つて居る。然しノズルが大きくなると圧力は次第に上らなくなる。

(7) 航空研究所報告 No. 108.

p_0 と p_N の差が益々大きくなる。 p_r はノズルが大きくなるに従つて次第に低くなり 21_b の場合には完全に零になる。第 22 圖にこれ等の関係を示す。

径が大きくなると増加するが p_N は却つて減少して居る。

viii) ビントル型ノズル

以上は弁心棒 6 mm の弁を使用したのであるが弁心棒

第 21 圖 21_a 0.45 mm

21_b 0.60 mm

第 22 圖

5 mm ノズル直径 1 mm のビントル型ノズルを用ふと第 26 圖に示す如き變化をなす弁心棒に比して弁座が大きいために弁の開く時と閉じる時の圧力差大でプランジヤーの押して

第 23 圖

第 25 圖

vii) プランジヤーの太さ

管の直径 1.37 mm 弁ばねの初圧 113 atm
ノズルの直径 0.3 mm 回転数 900 rev/mn
管の長さ 1.15 m

とし一分引軽油を使用してプランジヤーが 6, 8, 10 mm のものを比較した θ_1 は (1) 式で見る如くプランジヤーの太さが増すと短縮され θ_2 は變化殆ど無く θ_3 は p_r が減少するから増加するべきであるが一方 v_2 の増加がこれに打ち勝ち第 23 圖に見る如く却て減少する θ_3 は送出量が一定であるからプランジヤーの直径が増すと短くなるのは勿論である。

圧力變化は第 24 圖に示す圧力の變りは殆ど相似で 24_b は 24_a に比し時間的に短縮され圧力の方向に引き延ばされた形である。プランジヤーが太くなると弁の開いた時の圧力の下りは減少して居るが弁の運動には變りない。

p_0 , p_N , p_r は第 25 圖に示す如く p_0 はプランジヤーの直

第 24 圖 24_a 6 mm

24_b 10 mm

第 26 圖

第 27 圖

居る 2 倍以上の間噴射して居る。

ix) 油の種類の影響

以上各實驗に用いた油に比して粘性の大きいクラカン重油を用ふと第 27 圖の如く細かい圧力の變化が早く消えるため圧力曲線は滑かになる時間的影響は圧力波の傳達速度に多少の差があるのみである。 p_N と p_0 の差は一分引軽油ミリ重油に比し更に大きくなる。

結 論

高速度ディーゼル機関の燃料噴射に於て噴射圧力及び弁運動に影響する各種の影響の中特に運転状態により左右される因子は本研究により明らかにされた。ディーゼル機関の性能は燃料噴射によること大であるから本文に示す燃料噴射に影響する各項は間接にディーゼル機関の燃焼の上に重大なる関係を有するものである。