

燃料噴射系の研究

(第2報, 高速ディーゼル機関の噴射率に関する実験的研究)

高原 万寿雄* 飯塚 和夫**
師田 忍*** 鈴木 善雄****

INVESTIGATION OF THE FUEL INJECTION SYSTEM

(2nd Report, Experimental Study of Fuel Injection Rate
in High Speed Diesel Engine Fuel System)

Masuo TAKAHARA, Kazuo IIZUKA
Sinobu MOROTA, Yosio SUSUKI

(Received 31 March, 1966)

The experimental and theoretical study on the Bosch type fuel injection system is made, particularly for the features of injection rate in a high speed diesel.

Two experimental methods are used ; in the first method the fuel injection rate is determined by means of a new direct measurement introduced by W. Bosch, and the second is an indirect measuring method which is already well known. Comparison of the first method with the second one shows a successful agreement.

The characteristics of fuel injection obtained from this experiments are examined by the aid of graphical approach described in the previous paper, and it is possible to predict the features of injection rate in the various ranges of the working speed.

1 緒 言

ディーゼル機関における燃焼の理想は、燃料が完全に燃焼するとともに、起動時から過負荷運転時の全範囲にわたって、静粛運転を実現することにある。このような機関性能に燃料噴射装置の噴射過程、とくに燃料噴射率が影響する。しかるに高速機関の噴射率を直接測定する方法はまだ確立されていない。

本報においては、著者らが W. Bosch¹⁾ の報文をもとにして試作した測定装置によって、噴射装置の重要な燃料噴射率を直接測定することを試みた。また従来から知られている間接測定方法、および近似的に噴射率の二乗を与える噴流の噴射モーメント測定の方法を併用して、噴射率を測定している。

本報は噴射率の測定と同時に噴射管内の圧力、吐き出し弁および針弁運動を測定し、これらの実験結果

と、前報²⁾ に述べた特性曲線法によって、高速ディーゼル機関の噴射特性、とくに噴射率の形状を考察しようとするものである。

2 燃料噴射率の測定装置および方法

2・1 噴射率直接測定装置

噴射弁のノズルからの噴流を細長い管内に噴出させれば、その単独波の圧力経過は、流速の変化、したがって瞬間噴射量に対応する。本測定装置はこの単独波の発生を確実にし、あわせて測定装置の管内基準圧を機関のシリンダ内圧力に模擬し得るように設計されたものである。

この測定装置については W. Bosch によってかなりくわしく報告されているので、ここでは基礎的事項についてかんたんに述べる。

*教授 **助教授 ***文部技官 ****大学院学生

いまノズルから瞬時噴射量を $q \text{ cm}^3/\text{s}$ 、本装置の測定管の断面積を $f_L \text{ cm}^2$ 、測定管内の流速を $u \text{ cm/s}$ とすると

$$q = f_L u \text{ cm}^3/\text{s} \quad \dots\dots\dots(1)$$

前報²⁾の記号をもちいれば、圧縮性流体の単独波の圧力、速度の関係は

$$P = a\rho u \text{ kg/cm}^2 \quad \dots\dots\dots(2)$$

である。噴射率は、噴射期間における噴射量の時間的変化であるから dQ/dt または $dQ/d\varphi$ であらわされる。式(1), (2)から

$$q = \frac{dQ}{dt} = \frac{f_L P}{a\rho} \text{ cm}^3/\text{s} \quad \dots\dots\dots(3)$$

ポンプ軸の毎分回転数 n を代入すれば式(3)は

$$q = \frac{dQ}{d\varphi} = \frac{1000f_L P}{6n a\rho} \text{ mm}^3/\text{カム角度} \quad \dots\dots\dots(4)$$

となる。式(3), (4)より瞬時噴射量、すなわち噴射率は測定管の圧力に比例する。したがって測定管の圧力経過を測定すれば、噴射率がわかることになる。本装置はこの原理にもとづいて、測定管の圧力経過を知るものである。

一ストロークあたりの噴射量は式(3), (4)より

$$Q_{st} = \frac{f_L}{a\rho} \int_{t_b}^{t_e} P dt$$

$$= \frac{1000f_L}{6n a\rho} \int_{\varphi_b}^{\varphi_e} p d\varphi \quad \dots\dots\dots(5)$$

となる。ここに t, φ は、時間およびポンプ軸回転角度であって、添字 b, e は噴射始めと噴射終りの状態を示す。

図-1は、噴射率直接測定のために著者らの試作した装置の概要を示す。図中の④は噴射率に対応する圧力経過の検出部であり、二枚ゲージ方式のひずみゲージで管壁の円周方向ひずみを測定する。⑧は圧力検出部と同径の所定の長さをも有する鋼管である。④, ⑧の部分をあわせて測定管と称する。測定管の管端部には、 $0.5\text{mm}\phi$ の絞り円板がそう入されている。測定管は噴口部を経て、後続管に接続される。後続管の開口部となる末端には、市販のいつ流弁が設けてあって、弁開度を調整することによって、本装置の管内基準圧力を所定の静圧に維持する。

ノズルから測定管内に噴射された燃料は、波動とな

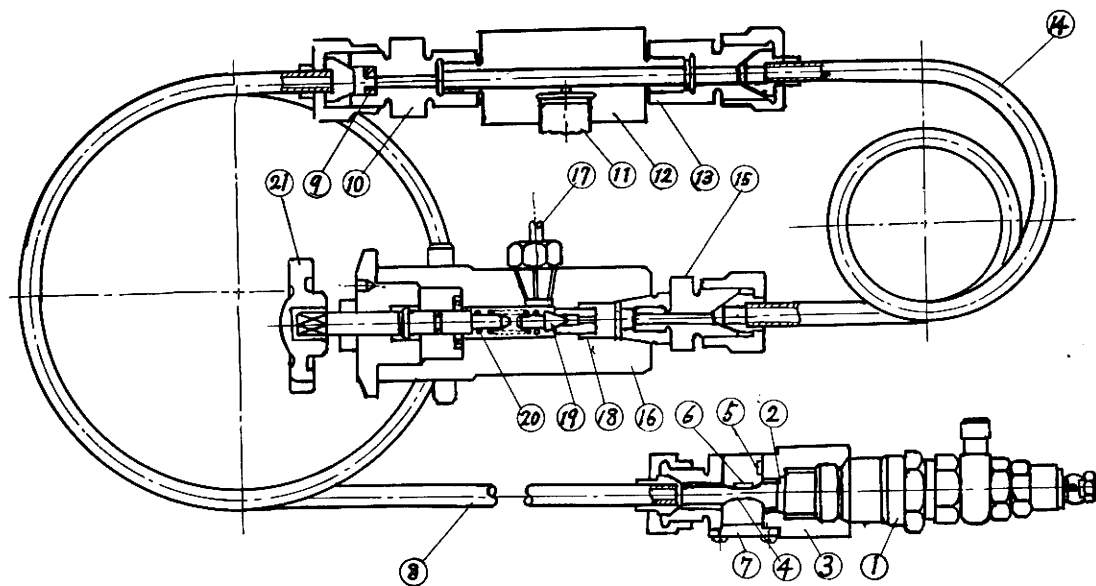


図-1 噴射率直接測定装置

- | | | |
|------------|-----------|------------------|
| ①ノズルホルダー | ⑧測定管 | ⑮レリーフバルブ継手 |
| ②ノズル | ⑨絞り円板 | ⑯レリーフバルブ |
| ③圧力測定具 | ⑩絞り円板止め金具 | ⑰流出管 |
| ④圧力測定管 | ⑪圧力計 | ⑱レリーフバルブニードル弁シート |
| ⑤温度補償用歪ゲージ | ⑫圧力計取付管 | ⑲レリーフバルブニードル弁 |
| ⑥圧力測定用歪ゲージ | ⑬後続管継手 | ⑳スプリング |
| ⑦圧力測定具補強板 | ⑭後続管 | ㉑スプリング調節ハンドル |

って管端に伝ばし、管の閉鎖端あるいは断面積の急変する場所で反射波となる。本装置では噴射率に対応する単独波だけが必要であるから、圧力検出部で、現象波と反射波の重なることをさげ得るように、管長を決定する必要がある。

測定管長はこのような制約から、理論的に

$$L > \frac{30a + 0.1a\varphi_F}{n} \text{ m} \quad \dots\dots\dots(6)$$

または

$$L < \frac{30a - 0.1a\varphi_F}{n} \text{ m} \quad \dots\dots\dots(6')$$

測定管断面積は

$$f_L > \frac{apnQ_{st}}{1.67P_m\varphi_F} \text{ mm}^2 \quad \dots\dots\dots(7)$$

となる。ここに φ_F は送油期間を示すカム軸回転角度、 P_m は装置の管内基準圧力を示す。

後続管は、流路の絞りののちに設置した定水位うろに相当するものであるから、できるだけ長い方が、管内基準圧の安定に好都合となる。

2・2 噴射率の間接測定法

噴射率はすでに述べたように

$$q = \mu f \sqrt{\frac{2}{\rho} (P_n - P_g)} \quad \dots\dots\dots(8)$$

であるから、圧力差および μf を知れば、噴射率が求められる。

ここに

q : 噴射率

μf : ノズルの有効開口面積、 $\mu f = f(h)$

P_n : ノズル室の圧力

P_g : 背圧

ρ : 燃料油の密度

ノズルの有効開口面積と針弁揚程の関係は、すでに前報の図-4に示されているので、この値と、実測のノズル側圧力および針弁揚程曲線とから、式(8)の右辺を図式的に計算することができる。

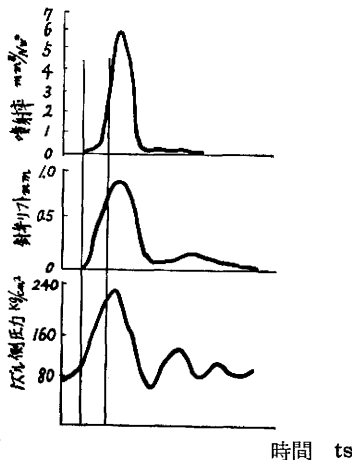


図-2 間接測定法における噴射率曲線の作図例

図-2は噴射率曲線の算定の方法を示す。

2・3 噴射モーメントから噴射率を測定する方法

ノズルからの噴流が平板に垂直に衝突し、直角方向に曲げられるとき、平板に作用する衝撃力は、運動量保存の法則により

$$F = \rho \mu f u^2 = \frac{\rho}{\mu f} q^2 \quad \dots\dots\dots(9)$$

で表わされる、ここに u は噴流の速度である。式 (9) より、衝撃力の経過から、前記と同様に、間接的に、噴射率を求めることができる。

本報においては、噴射率経過を定性的に推定するのにこの方法をもちいる。

3 噴射過程の測定装置

供試噴射装置は、前報²⁾で述べたのと同一のものであり、国産の現用噴射装置のうちの最高回転数のものである。

噴射ポンプは、ポンプ単独試験装置によって、100~2400 rpm の範囲で変速駆動される。また本試験装置によって100ストロークごとの噴射量を自動計測することができる。図-3は供試噴射装置の台上試験に

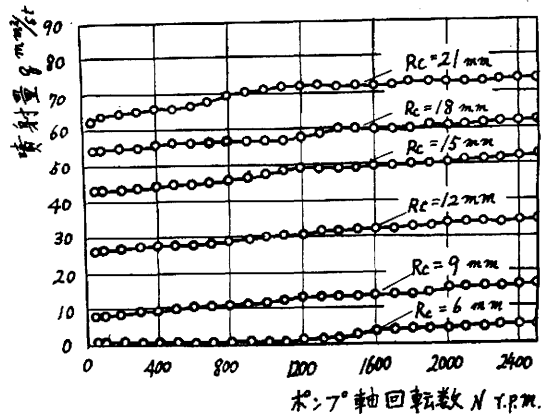


図-3 定常性能試験結果

よる噴射性能を示す。

噴射流れをあらゆる圧力要素は、噴射管内のポンプ側圧力、ノズル側における圧力であり、吐き出し弁揚程、噴射弁針弁揚程および噴射率を示す測定管の圧力、あるいは噴射モーメントを同時に測定しなければならない。

これらの測定要素は、いずれも時間的に急変するので、すべて電氣量に変換して、電磁オシログラフあるいは二要素オシロスコープで記録する方式とした。また測定要素の検出のための噴射管内流路の断面変化を

最少にする制約が装置の構成に加わる。

図-4は本実験の噴射過程測定装置を示す。ここに(a)は燃料噴射ポンプ、(g)は噴射弁、(k)は噴射導管(内

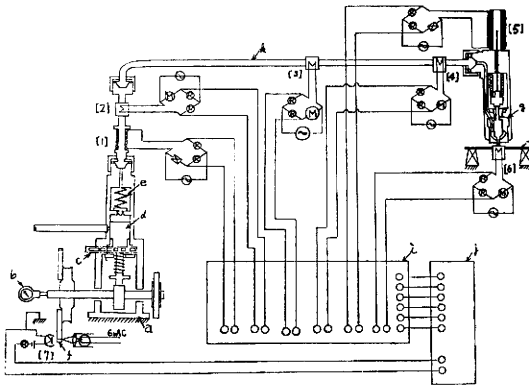


図-4 測定装置の概要

- 検出部分
- [1] 吐き出し弁揚程
 - [2] ポンプ側圧力
 - [3] 中間部圧力
 - [4] ノズル側圧力
 - [5] 針弁揚程
 - [6] 噴射率
 - [7] 回数数

- 主要部名称
- a 噴射ポンプ
 - b タコメータ
 - c コントロールラック
 - d ブランジャ
 - e 吐き出し弁
 - f 回転数測定装置
 - g ノズル
 - h モーメント測定装置
 - i 動的歪測定器
 - j 電磁オシログラフ
 - k 噴射管

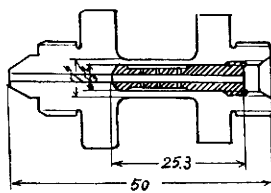


図-5 圧力検出部(二重管)

径2mm, 外径6mm)であり,[5]はポンプ軸の回転角度指示の光電装置である。

噴射管内圧力の検出は図-4の[2],[4]に示すように、管壁にひずみゲージを接着し、管壁の円周ひずみを測定する方式である。温度補償の目的でブリッジを

二枚ゲージ方式とした。規定の厚肉鋼管のままでは、ひずみの検出は不可能であるので、肉厚を薄くした特別の二重管つぎ手を製作した。つぎ手が管路にそう入されても噴射管系の剛性が失われないように考慮してある。図-5は圧力検出部となる二重管の寸法を示す。

吐き出し弁およびノズルの針弁の運動を指示するために、付加質量の無視し得る小径の鋼針をそれぞれの上面にとりつけた。この針の運動にともなうコイルのインダクタンスの変化を検出し、これによってそれぞれの揚程変化を測定した。

吐き出し弁揚程の検出部は、高圧油の通路となるので非磁性鋼(18Cr-8Ni)をもちいて、コイル管としている。針弁揚程検出のコイルは、ノズルホルダ頂部に設けられている。いずれの場合も、噴射装置本体の機械的振動によるノイズが検出回路に入らないようにフランジと支柱とによってそれぞれの本体に一体となる

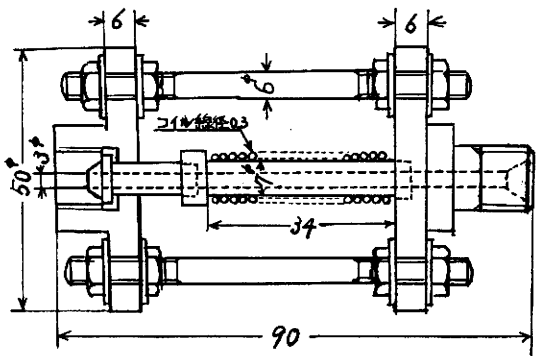


図-6 揚程検出部

ようにとりつけてある。図-6は吐き出し弁および針弁揚程検出部の構造と寸法を示す。

噴射モーメントの検出には、噴流のもつ運動量を衝撃力に変換し、衝撃力をうすい円板に接着したひずみゲージで測定する方式である。図-7は噴射モーメントの検出部を示す。検出部の平板は0.2mmの隣青銅板であって、その固有振動数は32KCである。また測定の範囲内においては、つねに弾性限度内にあることを、あらかじめたしかめてある。

測定要素間の位相差を知るために、オシログラムの固有の刻時線のほかに、光源、スリット円板およびフォトランジスタを組み合わせて、ポンプ軸回転角度3°ごとにパルスを発生させている。

本実験にもちいた測定器(DM-H6動ひずみ計, CA-50H増巾器)は、搬送周波数5000c/s, 応答周波数1000c/sで-1dbである。しかし記録計のガル

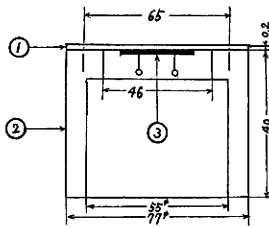


図-7 噴射モーメント検出部

- ① リン青銅板
- ② ホルダー
- ③ 箔ゲージ (KF-15-C5)

バノメータの固有振動数は 1000c/s で、1000c/s以上の現象波形には追いつき得ない。しかし本実験の範囲の現象波形は、このような高周波を含まない。

4 実験結果と考察

4.1 実測オシログラム

図-8は前述の実験装置による噴射過程の実測オシログラムを示す。(a)はポンプ軸回転数 600rpm, (b)は 2000 rpm の噴射過程の時間経過である。噴射ポンプの送り出し量調整のラック位置は、いずれの場合も $R_c = 18\text{mm}$ に固定されており、噴射弁の噴射始めの設定圧力は 120kg/cm^2 である。

図の下方からポンプ軸角度指示パルス、吐き出し弁揚程、ポンプ側噴射管内圧力、ノズル側管内圧力、針弁揚程、および近似的に噴射率の二乗となる噴射モーメントの経過が記録されている。刻時線の間隔は 1/100秒であり、ポンプ軸角度指示パルスの山形波形をもって、カム揚程の幾何学的揚り始めを指示する。

図-9は、試作噴射率直接測定装置によって、噴射率曲線を示す測定管の圧力を、オシロスコープで記録したものである。右方の小圧力波形は反射波を、下方

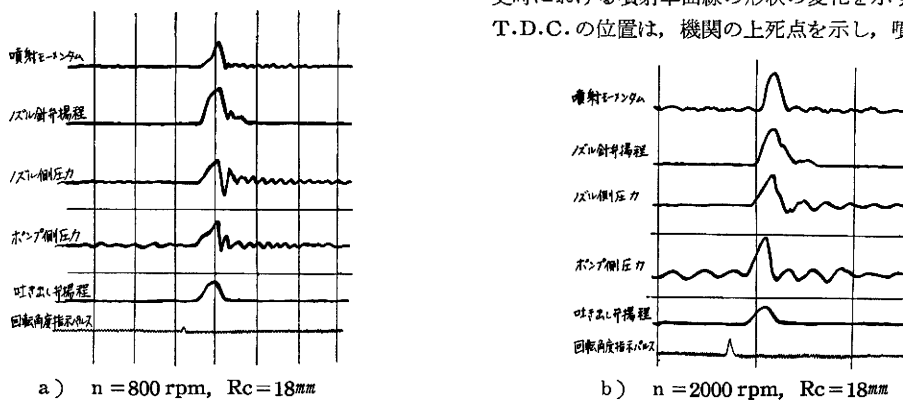


図-8 実測オシログラム

は、針弁揚程を示し、実験諸元は図中に記入してある。

噴射率直接測定装置の測定管長が不相当であると、圧力波の現象波形と反射波がつきつぎとかさなり、噴射率の測定は不能となる。このようなときの圧力波形と針弁揚程の時間経過を図-10に示す。

4.2 噴射率直接測定法の検討

図-11は直接および間接測定法から求めた噴射率曲線の比較を示す。二測定方法による噴射率曲線はかなりよく一致し、一ストロークあたりの実測噴射量と、噴射率曲線から計算した噴射量との誤差もまた僅少である。

間接測定法は図-2に示したように、その計算過程は面倒であり、かなりの時間的労作を必要とする。これに反して直接測定法は測定管の圧力過程は噴射率にそのまま対応するので、間接測定法に比較してははなはだかんたんである。また図-9に示してあるように、測定管内基準圧力を機関のシリンダ内圧に模擬し得るなどのすぐれた利点を有する。測定管の圧力検出に、応答周波数のすぐれた測定器、たとえば圧電方式の指圧装置を使用すれば、二次噴射などの高周波の振動を含む噴射率の曲線を忠実に測定し得よう。本試作測定装置を多少改造すれば、噴射率の実験的測定方法はほとんど解決されるといえる。

4.3 噴射率について

図-12は試作装置によって、測定管の背圧を変更したときの噴射率曲線と、針弁揚程とを示すオシログラムである。背圧を変更しても噴射率曲線は、ほとんど変化しないので、噴射率の実用的な研究または計測には、シリンダ内圧の影響を無視してよいものと思われる。

図-13(a), (b)はポンプ軸回転数およびラック位置変更時における噴射率曲線の形状の変化を示す。図中の T.D.C. の位置は、機関の上死点を示し、噴射量の増

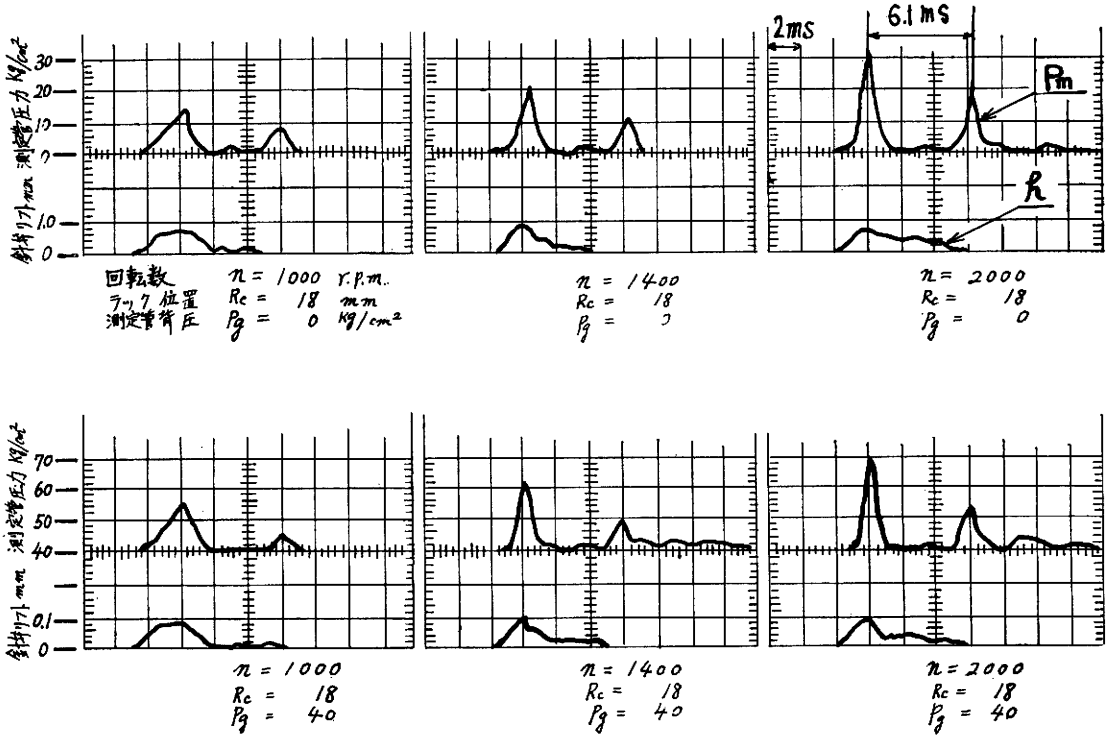


図-9 直接測定法における実測オシログラム

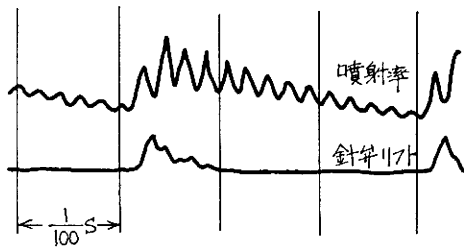


図-10 測定管長不足による現象波と反射波のかさなり

大とともに、主噴射の時期が上死点後に移動する。
 高速噴射装置における噴射率の特徴は、噴射終りの延びと二次噴射である。

ラック位置 R_c を 12, 21mm に変えて噴射終了までのカム回転角度を求めると図-14となる。回転数が增大するにつれて噴射終りの時期は、だいたい直線的に延びる。幾何学的噴射終りの時期を基準に噴射終りの時期を整理すると図-14の下の方に示すように、噴射の延びは回転数とともに増大している。

二次噴射発生回転数はラック位置によって異なるが、かなり低い回転数から二次噴射が始まる。

4・4 噴射管内圧力について

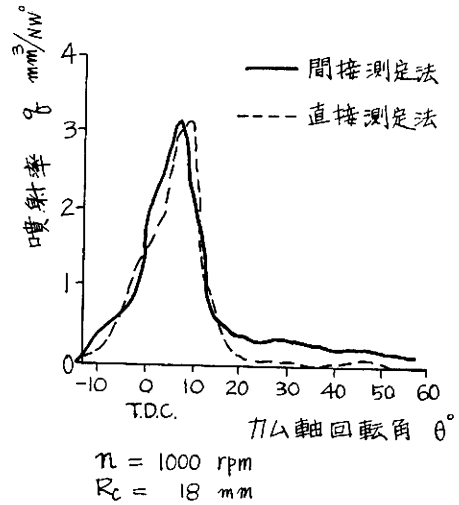


図-11 直接測定法および間接測定法の比較

図-15はポンプ軸回転数を変更したときの噴射管内圧力の最高値および残留圧をラック位置 R_c をパラメータとしてあらわしたものである。

管内圧力の最高値はだいたい回転数に比例して増大するが、残留圧は低回転域をのぞいて回転数に関係なくだいたい一定値を示している。

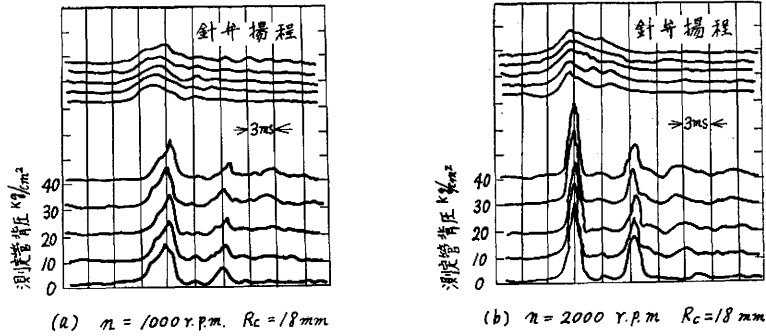


図-12 測定管背圧による噴射過程の影響

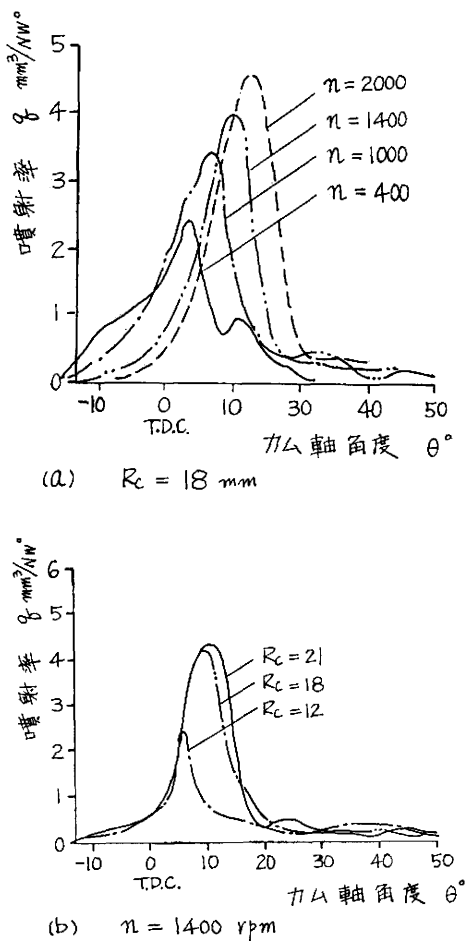


図-13 回転数およびラック位置による噴射率曲線の変化

ポンプ側およびノズル側圧力の最高値は、前報の特性曲線法をもちいて、次のように説明することができる。

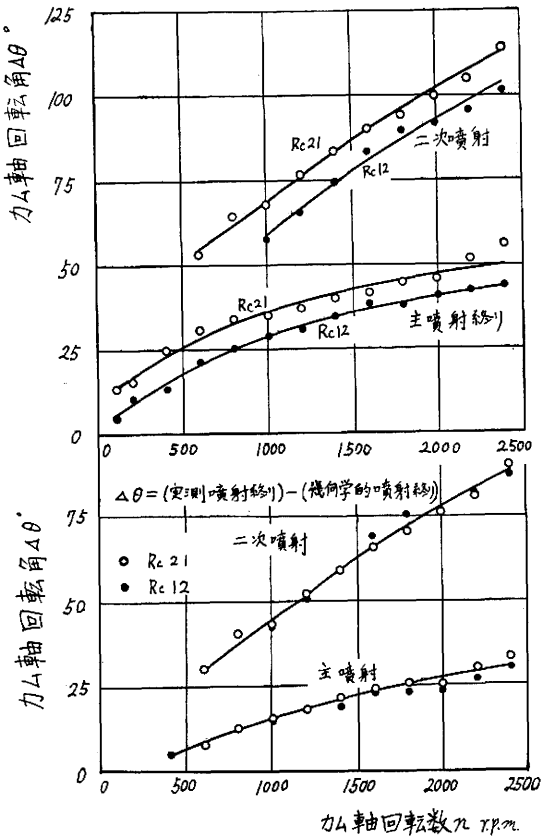


図-14 噴射終りの伸びの特性

ポンプ側圧力は、流量圧力特性平面 qp 上の管断面変化部の境界条件となる特性線 $p = apq/F_i$ 直線上を逐次上昇し、最高圧力の点は、ポンプ送り出し量によって、この直線上か、あるいはこの直線の右方領域に求まるからである。したがって最高圧力と残留圧の差 ($P_{max} - P_r$) の値は、だいたい管内の燃料流量、したがって回転数に近似的に比例する。

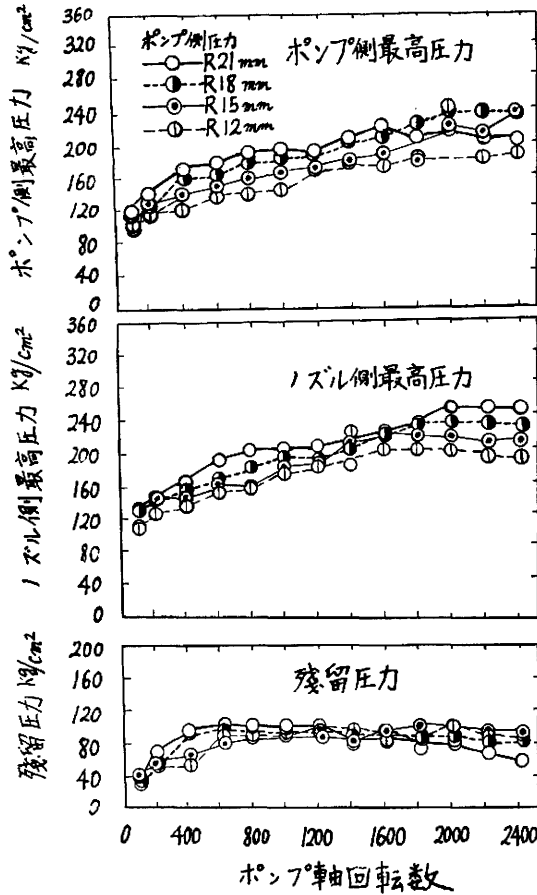


図-15 最高圧力および残留圧力

ノズル側圧力はノズルの境界条件を与えるノズルのqp特性線上に求まる。ノズルのqp特性線は、前報で述べた状態定点で区分される三つの近似直線であるから、この直線上で求められるノズル側最高圧力も、ポンプ側最高圧力と同様の結論となる。ただし針弁揚程が最高揚程に達し、弁おさえに衝突してからの圧力上昇率は、それ以前とは明らかに異なる。

図-15のRc=21mmの場合には、約1700rpm以上の回転数では、針弁は弁おさえに到達しているようである。

5 特性曲線法による噴射率の形状についての考察

5・1 特性曲線法の簡易化について

前報で述べた特性曲線法を簡易化し、供試噴射系の全運転範囲における噴射率曲線の形状について検討を試みる。

ここでは広はんな回転域における噴射過程を、柱状線図で、大まかに推定する意図であるので、特性曲線

法を噴射系に適用するにあたって、次のようにかんたん化することはさしつかえない。

- 1) ポンプブランジャ室および管系の付加容積を噴射管と同径(2mmφ)の等価長さを有する単一管におきかえる。
- 2) ポンプブランジャの瞬間送り出し量は、ブランジャ速度線図から求められる瞬間送り出し量の平均値とする。
- 3) 初期条件およびノズル側の境界条件は前報の通りとする。

供試噴射系のポンプ軸回転数 800rpm, Rc=18mmの場合に、このような条件で作図した図-16について、簡易化した特性曲線法および噴射過程を説明する。

この例ではxt特性平面に示したように、ポンプ送り出しの終了の時期は、 $2 < t \leq 4$ であり、この時点を示す3で示す。xt平面の実線は送油による波動の運動を与え、鎖線は送り出し終りの波動を示す。いまxt線図の領域2Aにおけるポンプ送り出し量を2A, 領域3Aにおける送り出し量を3Aとすれば、qp特性平面上では図中の特性直線上を矢印の方向に作図を進めると、ポンプ側Aおよびノズル側Bの流量、圧力の状態値が、それぞれの境界条件を示す線上で求められる。

図-17はこの作図から描いた噴射率の模式図であり、二点鎖線の曲線はこの模式図にもとづく推定噴射率曲線である。800rpm, Rc=18mmの噴射諸元では、噴射状況は二次噴射の状態にあることが推定される。

ほかの運転条件の場合にも、同様の作図を行えばよい。

5・2 噴射率の形状の分類

前節の特性曲線法を供試噴射系に適用して噴射形状を分類してみる。

いま噴射管の相当長さをLe, 波動の往復する時間をτ秒とすれば、 $\tau = 2Le/a$ であり、ポンプ送り出し期間中の時間(秒)は $T = \phi/6n$ である。

T/τの値によって噴射形式を区別し

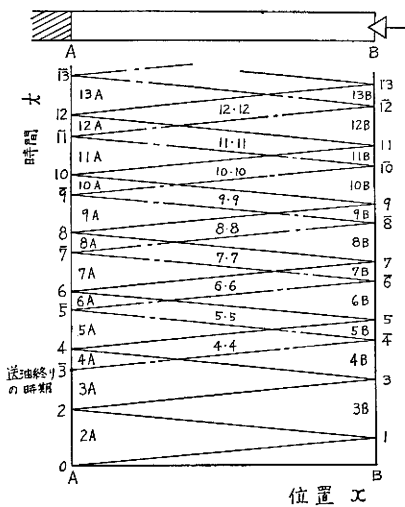
A群: $0 < \frac{T}{\tau} \leq 1$

B群: $1 < \frac{T}{\tau} \leq 2$

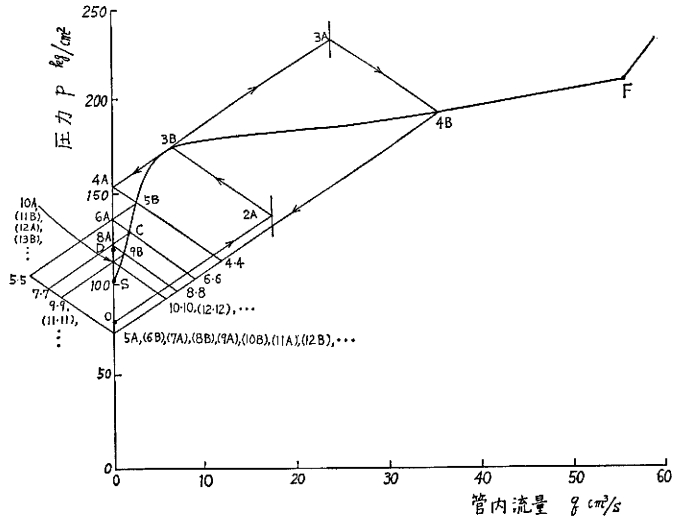
C群: $2 < \frac{T}{\tau} \leq 3$

D群: $3 < \frac{T}{\tau} \leq 4$

.....



a) xt 平面



b) qp 平面

図-16 特性曲線法による作図例 (n=800rpm, Rc=18mm)

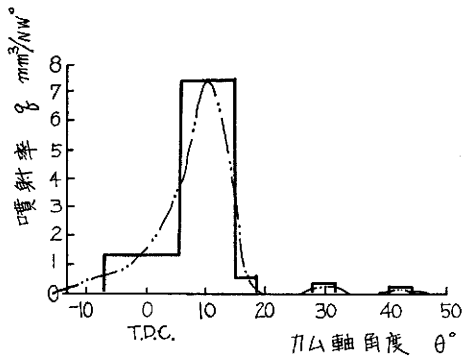


図-17 簡易化した特性曲線法による噴射率モデル

とする。A群は xt 特性平面上の領域 2A で、ポンプの幾何学的送り出しの終了するものであり、B群は 3A, または 4A の領域で送り出しの終了するものをいう。C, D 群についても xt 平面に対して同様の対応がつけられる。

図-18は特性直線 O O'' 上の I, II, III, IV……の領域上の点から送り出しの始まる噴射過程を、それぞれ考察するものである。噴射終了の状態では、点 S に収束するものと、リミットサイクルを描くものに分けられるので、噴射率の形状の検討のほか、針弁閉鎖後の圧力振動の状態も、図-18から推定し得る。

図-16および図-18をもちいて噴射率曲線を分類す

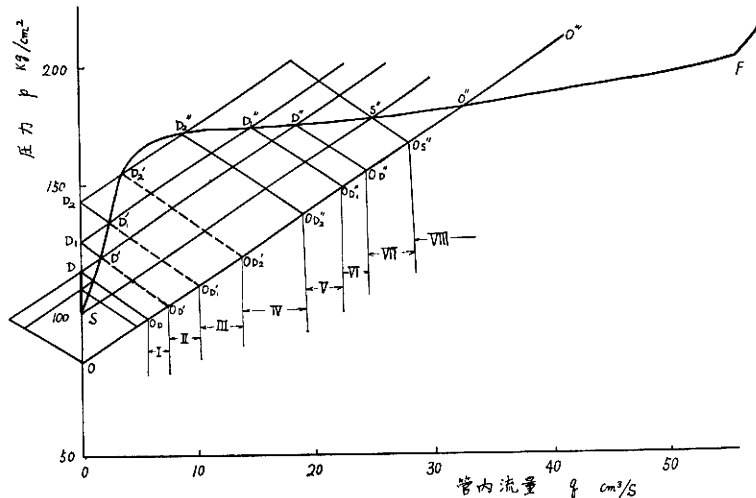


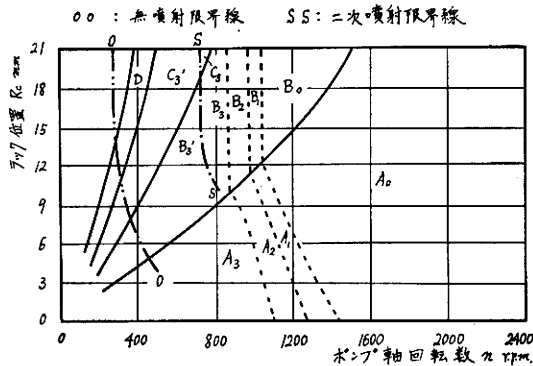
図-18 リミットサイクルの例

ると、図-19(a), (b)となる。

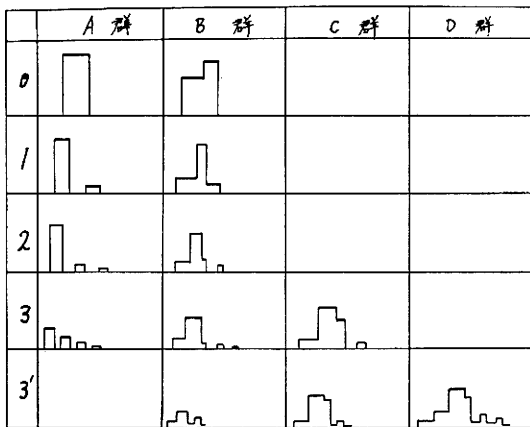
図-19(a)はポンプの幾何学的送り出し量をもとに、横軸にポンプ軸回転数、縦軸にラック位置をとって、各群の噴射率形状を分類したものである。また(b)は図-18から得られた噴射率形状を模式的に示したものである。

本報の特性曲線法においては、慣性項と管路の粘性損失を無視し、さらに簡易化して本法を適用しているため、かならずしも実験結果と一致するとはいえない。しかしこのような方法によって 2400rpm までの広はんな回転域にわたって、無噴射域、断続噴射域、正常噴射域、および二次噴射域に区分できるほかに、噴射率の形状をかなり明確に予知し得る。

試供噴射系においては、二次噴射の限界回転数は図-19のSS曲線に相当する回転数であって、約 700



a) 噴射率曲線の分類



b) 噴射率曲線の形

図-19 噴射率曲線分類

rpm ($Re > 9mm$) と推定される。

この二次噴射の最小限界回転数はだいたい実験結果と一致する。しかし A₀, B₀ 領域の理論噴射率曲線は実験結果と相異なる。この理由は慣性項および管内の空所発生などを無視したためと思われる。

6 結 論

高速ディーゼル機関の噴射率に関する実験および特性曲線法による考察から次の結論を得た。

1) 噴射率直接測定のために試作した装置は、計測が容易であり、かつ構造もかんたんである。このほかに測定管の背圧を機関シリンダ内圧に模擬し得るなどの利点を有するので、噴射系の研究にはきわめて有用である。

2) 噴射率に及ぼす背圧の影響は、実用的には無視してさしつかえない。

3) 高速ディーゼル機関の供試噴射装置は、かなり低回転域から二次噴射が始まること、実験および特性曲線法による考察から確認された。また噴射終りの延びもいちじるしい。

4) 特性曲線法によって、断続噴射、二次噴射などの発生の状況が、幾何学的にかなり明りょうに説明される。とくに低回転域の噴射状況については、前報の方法を適用するよりも、本法の簡易化した方法がすぐれている。

なお今後の問題としては、特性曲線法およびそのほかの解析方法によって、二次噴射発生を防止する方法あるいは、このような噴射装置の試作が必要であろう。

本研究の実験は、機械工学科第3講座に所属した河原、西野、米田、小谷、中津川、野村らの卒業学生諸君の熱心な協力によるものであり、研究費の一部は昭和40年度文部省科学研究費によるものであることを付記し感謝の意を表する。

文 献

- 1) W. Bosch, MTZ, 25-7(1964-7), 268
- 2) 高原, 飯塚, 節田, 鈴木, 福井大工研, 14 (1966)

(昭和41年3月31日受理)