噴射特性に与える等圧吸戻弁の効果*

藤原 弘**・桶谷 敏行***
川上 雅由**** 永井 建夫*****

Effect of Constant Pressure Delivery Valve
on Diesel Injection Characteristics

By Hiroshi Fujiwara, Toshiyuki Okeya,
Masayoshi Kawakami, Tateo Nagai

High pressure and short period injection systems have been recently applied to cope with the increasing demands to improve the thermal efficiency and to use heavy fuel oil on medium-speed diesel engines. In such injection systems, however, secondary injection or cavitation in the system tends to occur. Under these conditions, constant pressure delivery valves which have two ball type check valves and a return orifice have been increasingly used in the medium-speed DI diesel engines to work out them.

In this delivery valve system, however, the secondary injection and the risk of cavitation have to be avoided only by the pressure regulating function of the return ball valve and the return orifice. As it was thought that the return orifice is an important factor for avoiding the above problems, it should be optimized in the design.

The authors have experimented the influence of the return orifice diameter on the injection characteristics by using an injection test rig. As a result, the optimum return orifice could be obtained in the range of our present study. Furthermore, the improvement of engine performance was confirmed by using the optimized constant pressure delivery valve.

This paper describes the results of injection characteristics and engine performance at changing the return orifice diameter.

1. はじめに

現在、ディーゼル機関の低燃費化及び低質重油使用に対する要求はますます強くなる状況にあり、これらに対処するため、燃料噴射系においては高圧・短期噴射が指向されている。しかし、高噴射率の噴射系においては二次噴射、及びキャビテーションの発生が問題となり、これらを解決するために等圧吸戻弁を採用する機関が年々増えている^{1,2)}。

立石らは、等容吸戻弁の吸戻しと中間絞りを設けた逆止弁を組み合わせることにより二次噴射及びキャビテーションを防止でき、この際中間絞りの径が噴射後期に影響を及ぼすことを報告している³⁾。しかし、送油側、戻り

側ともボール弁をもつ等圧吸戻弁^{1,2)}では、戻り側ボール弁及び中間絞りのみで二次噴射及びキャビテーションを防止しなければならず、戻り側ボール弁に設けられた中間絞りのオリフィス径は噴射後期に大きく影響を及ぼすものと考えられるので、これを最適に設計する必要がある。しかし、このような形の等圧吸戻弁の戻り側オリフィス径が噴射特性に及ぼす影響についての報告はあまり見あたらない。そこで、本研究では、単独噴射装置を用いて戻り側オリフィス径が噴射特性に及ぼす影響を求め、オリフィス径の設計指針について検討を加えたので、その内容について報告する。

2. 実験装置及び実験方法

図1に実験装置の系統図を示す。燃料油は燃料供給ポンプ①により、可変速電動モータ②で駆動される燃料噴射ポンプ③に 2 kgf/cm^2 {0.2 MPa}で供給される。噴射量は、燃料噴射弁④から噴射された燃料油を捕集器⑤により捕集し、その容積を測定した。噴射圧力はひずみゲ

* 原稿受付 昭和60年7月26日

昭和60年春季学術講演(昭和60年5月23日)

** 正会員 (株)新潟鉄工所(太田市西新町125-1)

*** (株)新潟鉄工所(太田市西新町125-1)

**** 正会員 (株)新潟鉄工所(東京都大田区蒲田本町1-3-20)

図1 実験装置系統図

表1 実験条件一覧表

プランジャ径	25 mm
プリストローク	6.4 mm
噴口径×数	0.45 mm×9
高压管 長さ×内径	741×4 mm
開弁圧	330 kgf/cm ²
閉弁圧	174 kgf/cm ²
燃料供給圧力	2 kgf/cm ²
燃料温度	50℃(FOP 入口)

図2 供試吸戻弁

表2 オリフィス径及び長さ

オリフィス径 mm	オリフィス長さ mm
1.1	3.5
1.6	↑
1.9	↑
2.9	↑
0	↑

ージ式センサ⑥により, また, 針弁リフトはインダクタンس式センサ⑦で測定した。

本実験では, プランジャ径 25 mm, プリストローク 6.4 mm, 噴口径 0.45 mm, 噴口数 9 の燃料噴射弁及び内径 4 mm, 長さ 741 mm の高压管を一定とし, 等圧吸戻弁の戻り側オリフィス径(以下オリフィス径と呼ぶ)のみ変化させた。また, 燃料噴射弁の開弁圧は 330 kgf/cm² {32.4 MPa} とした。表 1 に実験条件の一覧表を示す。

供試等圧吸戻弁は, 図 2 (a) の形状においてオリフィス径 1.1, 1.3, 1.9, 2.9 mm, また, オリフィスを塞いだ等圧吸戻弁(以下オリフィス径 0 とする)を用いた。表 2 に供試等圧吸戻弁のオリフィス径及びオリフィス長さを示す。

また, 比較のため, 吸戻量 0 及び 396 mm³ の等容吸戻弁を用いた。図 2 (b) に等容吸戻弁の形状を示す。

使用した燃料油は比重 0.853 (15/4℃), 粘度 2.83 cSt (50℃) の JIS 1 種 A 重油である。

3. 実験結果及び考察

3.1 等容吸戻弁と等圧吸戻弁における噴射特性の比較

本噴射系において, 吸戻量 396 mm³ の等容吸戻弁を用い, カム軸回転数 n 及びラック目盛 R_c を変化させた場合の噴射特性を図 3 に示す。本等容吸戻弁を用いた場合, ラック目盛が約 20 mm 以上で, カム軸回転数が 400 rpm 以上の領域で二次噴射が生ずる。また, ラック目盛が約 11 mm で, カム軸回転数が 200 rpm 近傍において不整噴射が生じる。この噴射系において, 後述する最適なオリフィス径の等圧吸戻弁を用いると, 図 3 に示すような二次噴射は発生せず正常な噴射特性を示す。この一例として, 図 4 に実機における全負荷相当のラック目盛 24 mm, カム軸回転数 500 rpm における吸戻量

図3 等容吸戻弁の噴射特性

図4 等容吸戻弁と等圧吸戻弁の比較

396 mm³ の等容吸戻弁とオリフィス径 1.6 mm の等圧吸戻弁との噴射特性の比較を示す。等圧吸戻弁では主噴射終了後の調圧作用により等容吸戻弁に比較して二次噴射が発生しにくい傾向になる。また、本噴射系においては、等圧吸戻弁の方が最高噴射圧力が高くなる傾向にあった。これは、本等圧吸戻弁のデッドボリュウムが、供試等容吸戻弁よりも約 25% 小さかったためと考えられる。

3.2 等圧吸戻弁のオリフィス径が噴射特性に及ぼす影響 ラック目盛 12 mm, カム軸回転数 500 rpm において、オリフィス径を変化させた場合の噴射特性の比較を図 5 に示す。また、ラック目盛 24 mm, カム軸回転数 500 rpm において、オリフィス径を変化させた場合の噴射特性の比較を図 6 に示す。図 5 から、ラック目盛が 12 mm のときはオリフィス径が変化しても、噴射特性には影響を及ぼさないが、図 6 に示すようにラック目盛が増大して 24 mm, すなわち、噴射量が増大すると影響を及ぼすことが分かる。すなわち、噴射量が増大した場合、オリフィス径が小さいと噴射後期の圧力低下がゆるやかになるとともに二次噴射が発生する。また、オリフィス径が増大すると残圧が低下し、噴射終了後の脈動波が 0 kgf/cm² {0 MPa} 近傍で変動し、キャビテーションが発生し易い傾向にあることが分かる。これらのことから、要求される噴射量に対して、噴射後期の切れを良くし、かつ、キャビテーションを発生させない最適なオリフィス径が存在することが分かる。

本研究において、各部の圧力を図 7 のように定義する。この図は、本噴射系において等圧吸戻弁を用いたときの代表的な噴射圧力波形を示す。この波形の中で最も高い圧力を最高噴射圧力 P_{imax} 、噴射終了後脈動波の変動が落ちついた圧力を残圧 P_r 、噴射終了後に高压管内圧力が低下した最初の極小値を P_A 、また、その次の反射波の極大値を P_B とする。二次噴射の有無は P_A 、 P_B 及び開弁圧、閉弁圧の大小関係によって決まるものと考えられ

図5 オリフィス径の影響

図6 オリフィス径の影響

- P_o : 燃料弁開弁圧 kgf/cm²
- P_c : 燃料弁閉弁圧 kgf/cm²
- P_{imax} : 最高噴射圧力 kgf/cm²
- P_r : 残留圧力 kgf/cm²
- P_A : スピル後の低下圧力 kgf/cm²
- P_B : 噴射終了後の反射波のピーク kgf/cm²

図7 各部圧力の定義

る。すなわち、 P_A が閉弁圧以上で再び高圧管内圧力が上昇する場合、及び P_A が閉弁圧以下になり、その後 P_B が閉弁圧以上となる場合は二次噴射が生ずる。しかし、 P_A が閉弁圧以下となり、その後の反射波による圧力上昇によっても高圧管内圧力が閉弁圧に達しないときは二次噴射は発生しない。また、本研究においてキャビテーションの発生については、残圧が低下し、脈動波が 0 kgf/cm^2 { 0 MPa } 近傍で変化するとその危険性があるものと考えた。

オリフィス径と P_A との関係を図8に示す。本噴射系の閉弁圧は 174 kgf/cm^2 { 17.1 MPa } である。この図から、ラック目盛が 24 mm 以上の場合、高圧管内圧力 P_A がオリフィス径 1.1 mm のとき、ほぼ閉弁圧になることが分かる。これは、オリフィス径が小さくなると、噴射後期の高圧管内圧力の低下がゆるやかな状態において反射波の影響を受け、高圧管内圧力が再び上昇するためと考えられる。したがって、噴射量の多いラック 24 mm 以上では、オリフィス径が約 1.1 mm 以下では二次噴射が発生する。なお、オリフィス径が 1.1 mm の場合、図6では二次噴射が発生していないが、図7からも分かるように、開弁圧等の条件のわずかな違いにより噴射期間の増大及び二次噴射の発生があるものと考えられる。

図9にオリフィス径を変化させた場合のラック目盛と最高噴射圧力 P_{imax} 及び残圧 P_r の関係を示す。最高噴射圧力については、ラック目盛によって決まり、オリフィス径はほとんど影響を及ぼさない。残圧については、ラック目盛、オリフィス径が増大すると逆に低下する傾向にあることが分かる。これは、ラック目盛が増大すると高圧管内圧力が増大すること、また、オリフィス径が増大すると、ここでの有効通過面積が増大し、高圧管側からプランジャ室への通過油量が増大するためと考えられる。なお、残圧の設定には送り側ばね及び戻り側ばねが大きく影響を及ぼすものと考えられるので、これらも含め最適化が必要である。ばねを一定とした本噴射系に

図8 オリフィス径と P_A の関係

おいては、キャビテーションを発生させないために残圧を保ち、かつ、図6に示すように脈動波が 0 kgf/cm^2 { 0 MPa } で変動しないようオリフィス径を 1.9 mm 以下にした方がよいものと思われる。

図10にオリフィス径を変化させた場合のラック目盛と噴射量の関係を示す。また、比較のため、吸戻量 0 mm^3 及び 396 mm^3 の等容吸戻弁での噴射量、測定した有効ストロークから求めた理論吐出量を同時に示す。吸戻量 0 mm^3 の等容吸戻弁及びオリフィス径 0 mm の等圧吸戻弁のラック目盛に対する噴射量はほぼ同等である。また等圧吸戻弁において 1.1 mm 以上のオリフィスが存在する場合はほぼ同一の噴射量を示す。オリフィス径 1.1 mm 以上の等圧吸戻弁においては、ラック目盛に対する噴射

図9 オリフィス径と最高噴射圧力、残圧の関係

図10 ラック目盛と噴射量の関係

量がオリフィス径 0 mm のときよりも低下し、吸戻量 396 mm³ の等容吸戻弁と同程度の噴射量となる。したがって 396 mm³ の吸戻量の等容吸戻弁と同様に吸戻量があると考えられ、いろいろな条件によって、等容吸戻弁と等圧吸戻弁のラック目盛に対する噴射量の関係は変化する。

以上の結果から、本噴射系においては二次噴射をなくし、かつ、キャビテーションの発生を防ぐために、安全性をも考慮して 1.3 mm から 1.9 mm のオリフィス径が適当であると考えられる。

3.3 実機運転による性能確認 3.1 項で示した吸戻量 396 mm³ の等容吸戻弁と 3.2 項で示した本噴射系において適当と考えられたオリフィス径 1.6 mm の等圧吸戻弁を実機に組込んで性能を確認した。表 3 に実験機関の諸元を示す。図 11 に等容吸戻弁の燃料消費率を基準とした燃料消費率差及び煙濃度の比較を示す。本噴射系においては、オリフィス径 1.6 mm の等圧吸戻弁を採用することにより、燃料消費率差で 1~2 g/PS・h {1.4~2.7 g/kW・h}、煙濃度で 0.1~0.2 (Bosch) 改善される。これは、適切なオリフィス径の等圧吸戻弁を用いることにより、高負荷域での噴射特性、すなわち、噴射後期の切れ、二次噴射、噴射期間等が改善され、機関の燃焼が改善されたものと考えられる。

4. おわりに

等圧吸戻弁においてオリフィス径は噴射後期の特性に影響を及ぼす。オリフィス径が過小であれば、噴射後期の圧力低下が遅く、噴射期間ののび及び二次噴射の発生する危険性がある。一方、オリフィス径が過大であれば残圧が低下し、脈動波が 0 kgf/cm² {0 MPa} 近傍で変動するのでキャビテーションの発生する危険性がある。このため要求された噴射量に対して最適なオリフィス径が存在する。

本噴射系においては、このような考え方から最適オリフィス径 1.3 mm~1.9 mm を求め、これを用いた場合の実機性能が改善されることも確認した。

表 3 供試機関

シリンダ径	255 mm
行程	270 mm
シリンダ数	6
定格出力	1800 PS
機関回転数	1000 rpm
正味平均有効圧力	19.58 kgf/cm ²

図 11 実機における性能比較

なお、前述したように戻り側ばねの特性も噴射特性に影響を与える一要因と考えられるので、今後、この影響も含めて等圧吸戻弁の最適設計を検討する。

文 献

- 1) 瀬角ほか：内燃機関，Vol. 23，No. 296，(1984・7)，53
- 2) 緒方：内燃機関，Vol. 23，No. 297，(1984・8)，51
- 3) 立石ほか：機誌，Vol. 75，No. 642，(1972・7)，1008