油圧式自由ピストン内燃機関*

(対向ピストン方式の基礎実験装置による実験的検討)

胡 勇^{*1}, 日 比 昭^{*2}

Hydraulic Free Piston Internal Combustion Engine (Experimental Investigation on the Fundamental Test Apparatus with Opposed Piston)

Yong HU and Akira HIBI

The test results on the dynamic behavior of the free piston displacements, the hydraulic pressures and the gas pressure on the first cycle at the start of the engine at room temperature are reported in this paper. It becomes clear that the entire cycle consists of four processes, that is, the compression, expansion, bounce and damped oscillation processes. Dynamics of the free piston in these four processes are discussed in this paper. Furthermore, the value of the polytropic index on the compression process is obtained experimentally. The energy losses in the compression process are also discussed in this paper. It becomes clear that the main sources of energy losses are piston friction and pressure loss in the pilot-operated check valve. Finally, the firing operation is repeated every 0.5 or 1.0 second, and the free pistons stop after each operation.

Key Words: Internal Combustion Engine, Fluid Power System, Opposed Free Piston, Intermittent Operation, No Vibration, Energy Saving, Test Results

1. 序 文

油圧式自由ピストン内燃機関は、構造簡単、小形軽量、長寿命、無振動、低トルク変動で、しかも優れた無段変速特性を有する。さらに、配置の自由度が大きく、極低負荷時でも高い熱効率が得られ、容量の大きいアキュムレータを追加するのみで負荷の制動エネルギーの回収と再利用ができるなど、多くの長所が見込まれ、数十年以上前から検討されている^{(1)~(12)}。しかし、いくつかの技術的な困難のため、まだ実現していない。

本研究室でも、これらの長所に着目し、単ピストン方式⁽¹⁾⁽²⁾、および対向ピストン方式⁽¹²⁾の基礎実験装置を製作し、実現可能性について検討してきた。対向ピストン方式の基礎実験装置について、その構造と一部の実験結果をすでに報告したが⁽¹²⁾、本報では室温始動時の最初の1サイクルにおけるピストン変位、油圧力、内燃ガス圧力などの挙動、圧縮行程時の内燃シリンダ内のガスのポリトロプ指数について調べ、また各部のエネルギー損失について検討する。

2. 実験装置と実験方法

図1は本報で使用した実験装置の回路図であり、既報⁽¹²⁾と同じものである。内燃機部分は2サイクルユニフロー掃気、筒内燃料直接噴射、圧縮着火方式である。内燃ピストン3,3'は直径100mmで、頂部中央には容積25.3cm³のくぼみが設けられており、ピストンロッド側は大気に開放されている。油圧ピストン5,5'の直径は25mmで、ピストンロッド4,4'の直径は16.6mmである。左右の自由ピストンの質量は等しく、それぞれ3.69kgである。電磁弁11, 11', 12, 12', 22はピストンの位置決め制御用の電磁弁である。パイロットチェック弁20とパイロット弁19で、間欠作動をさせる。アキュムレータ9, 9', 10, 10', 17, 18の容量はいずれも1Lである。実験に使用した油圧作動油は添加タービン油で、実験時の油温(50°C)における密度は845kg/m³、粘度は28.7mPa・s、体積弾性係数 K は 1.7×10^3 MPa(圧力10MPaにて)である。

図1の点AはA'に、BはB'に、CはC'に接続されており、実験時には、油圧ポンプ30から作動油を送り、点A', B', C'の圧力 p_1, p_2, p_3 を手動で設定する。

A-D変換器を介して、ピストン位置センサ6, 6'の信号をコンピュータに取り込み、演算結果に応じたパ

* 原稿受付 平成元年10月26日。

^{*1} 准員、豊橋技術科学大学大学院 (〒441 豊橋市天伯町雲雀ヶ丘1-1)。

^{*2} 正員、豊橋技術科学大学。

ルス信号をI-Oポートを介して、電磁弁11, 11', 12, 12', 22に送り、両ピストンを圧縮開始位置(外側のストッパ点より25 mmだけ内側にピストンが移動した点)に位置決め制御する。実験のときには、 p_1, p_2, p_3 を設定してから手押しボタンでコンピュータに信号を送る。すると、コンピュータからパイロット弁19にあらかじめプログラムされた時間幅のパルス信号が送られ、パイロットチェック弁20が作動する。そのとき、アキュムレータ17から両側の油圧シリンダ室F, F'に高压油が送られ、内燃シリンダ2内のガスが圧縮される。一方、決まった時刻に、電磁弁28にあらかじめプログラムされた時間幅のパルス信号が送られ、燃料が噴射される。1サイクル後、電磁弁27にパルス信号を送って、内燃シリンダ2へ潤滑油を供給する。実験時、各部の圧力、両ピストン変位およびコンピュータからの信号をデータレコーダに記録した。

図2に本報中に使用するピストン面積 A_1, A_2, A_0 と各部の圧力 p_b, p_c, p_d, p_e, p_g の記号法を示す。 p_a は大気圧である。

3. 実験結果

3.1 着火運転の実験結果 図3は、 p_1, p_2, p_3 を図3中の値に設定してから行った着火運転実験における左右のピストン変位 y_1, y_2 、内燃シリンダ内のガス圧力 p_g 、アキュムレータ17とパイロットチェック弁20の間の部屋の圧力 p_e 、パイロットチェック弁20と管路接続ポート部の圧力 p_d 、油圧シリンダ室Fの圧力

p_c 、油圧シリンダ室Gの圧力 p_b の時間的経過を記録したものである。ただし、図3も含めて本報では、圧力の値はすべて絶対圧力を使用する。また、 y_1, y_2 は外側のストッパにピストンが接触する点を $y_1 = y_2 = 0$ とし、時間 t の原点はパイロット弁19に送られるコンピュータ信号 s がONになった時刻とする。燃料(密度 817 kg/m^3 の軽油)の噴射量 f は 0.2 cm^3 で、噴射期間はほぼ $5.2 \leq t \leq 18.8 \text{ ms}$ である。電動送風機25から送られる空気(温度 θ_a)は 312 K である。

パイロットチェック弁20の遅れのために、約2.0 ms遅れた図3中の時刻Aにおいて p_e と p_d が変化し始める。続いて p_c が上昇し、両側のピストンが内側へ動き出している。 p_c が上昇するときに大きなサージ圧力が発生しており、その最大値は 26.4 MPa に達している。サージ圧力に続いて p_c には圧力振動が見られるが、その周波数は 400 Hz である。一方、油圧ピストンからアキュムレータ17の気液境界面までは約 0.85 m で、また音速は 1418 m/s であるので、一端固定他端開放の管路とみなすと、圧力波の振動数は $417 \text{ Hz} (= 1418 / 4 \times 0.85)$ となり、実験結果とほぼ一致し、 p_c に見られるこの圧力振動は管路内の圧力波の往復によるものであると断定できる。圧縮行程中(図3のAと約17 msの点Bの間)に p_e は振動しながら低下するが、これはアキュムレータ17の中の窒素ガスが作動油の流出に伴って膨張し、圧力が少し下がるためである。圧縮行程開始時における窒素ガスの体積は約 800 cm^3 である。なお、パイロットチェック弁と管路の圧力損失が存在するので、 p_d と p_c は p_e よりもさらに大きく低下している。圧縮行程の初期に p_b は上昇し、アキュムレータ10, 10'の圧力になるとチェック弁8, 8'が開き、作動油が10, 10'へ流出している間は p_b は比較的一定に保たれている。

図3のB点付近で p_c に大きなサージ圧力が現れ、その最大値は 28 MPa に達している。これはそれまで

1: 燃料噴射弁, 2: 内燃シリンダ, 3, 3': 内燃ピストン, 4, 4': ピストンロッド, 5, 5': 油圧ピストン, 6, 6': ピストン位置センサ, 13, 14, 15, 16, 23: 圧力変換器, 24: 注油弁, 25: 電動送風機, 26: 潤滑油圧力源, 27: 潤滑油用電磁弁, 28: 燃料噴射用電磁弁, 29: 燃料圧力源

図1 実験装置

図2 記号法(図中の番号は図1と同じ)

油圧ピストンに向かって流れていた管路内の作動油の流れる方向が急激に逆転するために生ずるサージ圧力である。膨張行程中には p_e は振動しながら上昇するが、これは、油圧シリンダ室F内の作動油がアキュムレータ17へ流入し、その内部の窒素ガスが圧縮されて圧力が高くなるためである。膨張行程中には油圧シリンダ室Gは吸込作用をするが、アキュムレータ9、9'からチェック弁7、7'を通過して作動油がG内に吸い込まれる際にキャビテーションが発生していることが p_b の記録波形からわかる。

図3のC点(約29ms時点)でピストンの瞬間速度が零になり、その後油圧シリンダ室Fと管路内に残留する作動油の圧縮性によってピストンが内死点方向に跳ね返されている。ピストンの移動とともに p_a が減

少し、零まで達している。このとき、管路内にはアキュムレータ18からチェック弁21を通過して作動油が流入するが、キャビテーションの発生していることがわかる。

D点で再びピストンの瞬間速度が零になり、D点以後には作動油の圧縮性によるばね作用に起因する105Hzの周波数のピストン減衰振動が発生している。 $t=70\text{ms}$ でもまだ振動しており、減衰係数がかなり小さいことがわかる。

図4は図3から求めた圧縮行程中(AB間)の油圧力 $F_{hc}[(p_c - p_a)A_1 - (p_b - p_a)A_2]$ 、内燃ガスの力 $F_{gc}[(p_g - p_a)A_g]$ 、油圧エネルギー $E_{hc}(2F_{hc}$ を y_m で積分したもの)、内燃ガスエネルギー $E_{gc}(2F_{gc}$ を y_m で積分したもの)、ピストン速度 V_c とピストンの平均変位 $y_m[(y_1 + y_2)/2]$ の関係である。図4の y_a, y_b は図3のA, B点での y_m である。 F_{hc} は大きく変動するが、 E_{hc} は比較的直線的に y_m とともに増大している。 F_{gc}, E_{gc} ともに y_b の手前で急増している。 E_{hc} は E_{gc} より大きく、その差からピストン摩擦によるエネルギー損失を差引いたものが両方のピストンの運動エネルギーになる。したがって、 $E_{hc} - E_{gc}$ から計算した V_c (破線)は実際の V_c (実線)よりも少し大きくなっている。 $y_m = y_b$ における E_{hc} と E_{gc} の差(約70J)が圧縮行程の両方のピストンの摩擦による全エネルギー損失である。 V_c は y_b にかなり近い所で最大値(10.7 m/s)に達した後急激に減少している。

図5は図3から求めた内死点 y_b から外死点 y_c (図

図3 着火運転時の記録結果の一例

図4 図3の記録結果から求めた $F_{hc}, F_{gc}, E_{hc}, E_{gc}, V_c$ と y_m の関係(圧縮行程時)

3のC点の y_m までの膨張行程中の油圧力 $F_{he}[(p_c - p_a)A_1 - (p_b - p_a)A_2]$, 内燃ガスの力 $F_{ge}[(p_g - p_a)A_g]$, 油圧エネルギー $E_{he}(2F_{he}$ を y_m で積分したもの), 内燃ガスエネルギー $E_{ge}(2F_{ge}$ を y_m で積分したもの), ピストン速度 V_e と y_m の関係である。膨張行程時には E_{ge} は E_{he} よりも大きく, その差から計算した V_e (破線)は実際の V_e (実線)よりも少し大きくなっている。 y_b 付近で V_e は急激に上昇し, その最大値は約14.7 m/sである。 y_c における E_{ge} と E_{he} の差(約75 J)が膨張行程の両方のピストンの摩擦による全エネルギー損失である。

図6は図3から求めた跳ね返り行程中(図3のCD間)の内向推力 $F_{cb}[(p_c - p_a)A_1]$, 外向推力 $F_{bb}[(p_b - p_a)A_2]$ と y_m の関係である。ただし, y_d は図3のD点の y_m である。跳ね返り行程中は $p_g = p_a$ である。外死点 $y_m = y_c$ で, F_{cb} は F_{bb} より大きいので, ピストンの跳ね返りが生じる。パイロットチェック弁が閉じているので, ピストンの跳ね返りに伴って p_c が低下し, F_{cb} が低下する。 $F_{cb} = F_{bb}$ になった後もピストンは慣性力によって y_d まで移動する。一方, F_{bb} はピストンの跳ね返りに伴って上昇し, p_b がアキュムレータ10の圧力に達した後はチェック弁8が開くので, F_{bb} は比較的一定になる。 $y_m = y_d$ はピストン速度が零になる点なので, F_{cb} の行う仕事(F_{cb} の曲線, $y_m = y_c, y_m = y_d$ と横軸で囲まれる面積)からピストン摩擦により消費されるエネルギーを差引いたものが F_{bb} の行う仕事(F_{bb} の曲線, $y_m = y_c, y_m = y_d$ と横軸で囲ま

れる面積)に一致する。

図7は図3から求めた減衰振動の最初の1往復の内向推力 $F_{cd}[(p_c - p_a)A_1]$, 外向推力 $F_{bd}[(p_b - p_a)A_2]$ と y_m の関係である。 $y_m = y_d$ で, F_{bd} が F_{cd} より大きいからピストンが外側へ動き出す。このとき油圧シリンダ室F, Gともに密閉されているので F_{cd} は上昇し, F_{bd} は下がる。 $y_m = y_e$ 付近で $F_{cd} = F_{bd}$ になるが, ピストンは慣性で動き続ける。 $y_m = y_f$ で, ピストンの運動エネルギーが零になって, 一時停止するが, F_{cd} が F_{bd} より大きいから, 再び内側へ動き出し, 以後は振動を繰返し, 最後に $y_m = y_e$ で止まる。

図8は図3から求めた内燃ガスの対数指圧線図を示す。ただし, V_g は内燃シリンダ内のガス体積, V_{go} は

図6 図3の記録結果から求めた F_{cb}, F_{bb} と y_m の関係(跳ね返り行程時)

図7 図3の記録結果から求めた F_{cd}, F_{bd} と y_m の関係(減衰振動行程時)

図5 図3の記録結果から求めた $F_{he}, F_{ge}, E_{he}, E_{ge}, V_e$ と y_m の関係(膨張行程時)

図8 図3の記録結果から求めた内燃ガスの対数指圧線図

掃排気ポートが閉じたときの V_g の値である。図 8 のデータを詳細に検討した結果、最大内燃ガス圧力は約 11 MPa であった。膨張行程中の内燃ガス圧力に大きい振動が見られる。これは内燃シリンダ内を圧力波が往復するために生ずるものと考えられる⁽¹³⁾。なお、 p_g - V_g 線図から求めた図示ガス仕事は 1100 J であり、室温始動時であるため図示熱効率は低く、約 10 % である。

3.2 圧縮行程時の内燃ガス圧力の挙動 図 9 は燃料を噴射せずに内燃シリンダ内のガスを圧縮するだけの圧縮実験を $p_1=6\sim 17.7$ MPa, $p_2=1.1\sim 17.7$ MPa の範囲の種々の p_1 と p_2 の組合せについて行い、その記録結果から、最大内燃ガス圧力 p_{gmax} と圧縮比 $\epsilon(V_{g0}$ と $y_m=y_b$ のときの V_g の比) の関係を求めたものである。図 9 中の実線は $V_g=V_{g0}$ での p_g を p_a とし、ポリトロップ変化を仮定した計算値である。 p_{gmax} の実験値はポリトロップ指数 n を 1.30~1.35 とした計算値の間に入っている。圧縮比が大きくなると、 n が小さくなる傾向が見られる。図 10 は図 9 と同じ記録結果から求めた圧縮行程時の平均内燃ガス圧力 p_{gm} と ϵ の関係である。ただし、 p_{gm} は次式で定義する。

$$p_{gm} = \int_{V_{gb}}^{V_{g0}} p_g dV_g / (V_{g0} - V_{gb}) \dots \dots \dots (1)$$

ここに V_{gb} は $y_m=y_b$ における V_g の値である。また図 10 の実線は $V_g=V_{g0}$ での p_g を p_a とし、ポリトロップ変化を仮定した計算値である。 p_{gm} の実験値は

図 9 圧縮実験時の p_{gmax} と ϵ の関係

図 10 圧縮実験時の p_{gm} と ϵ の関係

$n=1.35\sim 1.40$ とした計算値の間に入っている。圧縮行程途中の n の値が一定ではないので、 p_{gmax} および p_{gm} を計算する際に使用すべき n の値は一致しない。

3.3 圧縮行程時のエネルギー損失 図 11 は圧縮実験時の E_{gcb} と p_2 の関係を種々の p_1 について測定したものである。ただし、 E_{gcb} は $y_m=y_b$ のときの E_{gc} の値である。また図 11 の実験はアキュムレータ 17 の $t=0$ における窒素ガスの体積 V_{acc} を常に 800 cm³ にして行った。 p_1 が高いほど、また p_2 が低いほどピストンの油圧推力が大きくなり、 E_{gcb} が高くなる。

E_{gcb} の値が同じときには、 p_1, p_2 が異なってもピストン行程、ピストン速度、作動油流量が同一の軌跡を描くので、ピストン摩擦、管路抵抗、パイロットチェック弁の圧力損失、アキュムレータネック部の圧力損失などによるエネルギー損失も同一となる。 E_{gcb} にこれらのエネルギー損失を加えたものがアキュムレータから供給される正味の仕事 E_{acc} であるから、 E_{gcb} が同一であれば、 E_{acc} も同一となる。 E_{acc} は次式で表される。

$$E_{acc} = (p_{1m} - p_a) A_1 (y_b - y_a) - (p_{2m} - p_a) A_2 (y_b - y_a) \dots \dots \dots (2)$$

ここに p_{1m} はアキュムレータ 17 の平均圧力であり、実験結果を検討した結果、 $p_{1m}=0.92p_1$ であった。一方 p_{2m} はアキュムレータ 10, 10' の平均圧力であるが、作動油の流入体積が小さく、また左右の油圧シリンダ部

図 11 圧縮実験時の E_{gcb} と p_2 の関係

図 12 図 11 の実験結果から求めた E_{gcb} と F_N の関係

図 13 ピストン変位の時間的経過の記録例

にアキュムレータ 10, 10' が設置されているので, p_{2m} は p_2 とほとんど等しくなった。したがって, $F_N [= (0.92p_1 - p_a)A_1 - (p_2 - p_a)A_2]$ を横軸にとって図 11 の実験点を整理すると, 図 12 のようにすべての実験点が 1 本の曲線上に乗る。図 12 の破線は $y_b - y_a$ の実測値を用いて計算した $E_{gcb} [= F_N(y_b - y_a)]$ であり, 破線と実線の差が圧縮行程中のエネルギー損失に相当する。 F_N が大きく, E_{gcb} が大きいほど, すなわち圧縮比が大きいほどエネルギー損失が大きくなることがわかる。

図 3 の実験例の場合 $F_N = 4330 \text{ N}$ であるので, このときの圧縮行程中のエネルギー損失は図 12 から約 150 J となる。この 150 J の損失のうち, 両方のピストンの摩擦によるものは図 4 より約 70 J である。また, パイロットチェック弁の圧力損失によるものは弁部の流れは準定常で, また弁流量はピストン流量と等しいものと仮定し, 先に求めた弁の静特性の実験結果⁽¹²⁾から求めると約 60 J になる。したがって, 150 J の損失のうち, 130 J はピストン摩擦とパイロットチェック弁の圧力損失によるエネルギー損失であり, 残りの 20 J が管路とアキュムレータ 17 のネック部, チェック弁 8, 8' の圧力損失によるものとなる。損失の分析において, 圧力の測定誤差や計算上の仮定があるので定量的な厳密性は欠けるが, ピストンの摩擦とパイロットチェック弁の圧力損失が全体の損失の主要部分を占めていることがわかる。

3・4 着火運転の繰返し実験 以上では室温始動時の最初の 1 サイクルについて測定した結果を記述したが, 始動後, 暖機運転を経て定常運転に至る過程で制御不能に至るような本質的な不安定状態が発生しないことを確認しておくことが必要である。今回使用した実験装置では, 暖機運転の全過程を調べることがで

きなかったが, 室温始動後, 0.5 s ないし 1.0 s くらいの間隔で着火運転を繰返させることができたので, その様子を記録してみた。図 13 は, その記録結果の一例であるが, 始動した後, 次々と繰返されている各サイクルはかなり安定しており, 始動直後にピストンストロークが急に長くなったり, あるいは逆に急に短くなったりすることがなく, 定常運転への移行はそれほど困難ではないものと思われる。

4. 結 言

対向ピストン方式の油圧式自由ピストン内燃機関の基礎実験装置を用いて, 室温始動時の最初の 1 サイクルにおけるピストン変位, 油圧力, 内燃ガス圧力などの挙動を調べた。その結果, 圧縮行程, 膨張行程, 跳ね返り行程, 減衰振動行程における自由ピストンの力学的挙動を明確に把握することができた。また, 圧縮行程時の最高内燃ガス圧力や平均内燃ガス圧力を, ポリトロプ変化を仮定して計算する場合に使用すべきポリトロプ指数の値も実験的に求めた。圧縮行程時のエネルギー損失について検討した結果, ピストンの摩擦とパイロットチェック弁の圧力損失によるものが大部分を占めることがわかった。始動後に 0.5 s ないし 1.0 s くらいの間隔で着火運転を繰返して行わせたところ, 各サイクルはかなり安定しており, 隣り合うサイクルの状況が著しく異なることはなかった。

最後に, 本研究で使用した実験装置の製作に関し, 太陽鉄工(株), 日本電装(株), カヤバ工業(株), 日本アキュムレータ(株), 豊田工機(株)の協力をいただいた。ここに記して厚く感謝の意を表する。

文 献

- (1) 日比, 機論, 50-459, B(1984), 2686.
- (2) 日比・熊谷, 機論, 51-467, B(1985), 2123.
- (3) 日比, 油圧と空気圧, 17-3(1986), 193.
- (4) 日比, 機誌, 89-817(1986), 1423.
- (5) Heintz, R. P., SAE Paper, No. 859316(1985).
- (6) Li, L. and Beachley, N. H., SAE Paper, No. 880657(1988).
- (7) Baruah, P. C., SAE Paper, No. 880658(1988).
- (8) Bright, C. B., 米国特許, 2661592(1953).
- (9) Carder, F. B., ほか 2 名, 米国特許, 2978986(1961).
- (10) Potma, T. G., 米国特許, 3606591(1971).
- (11) Ferris, J. J., SAE Paper, No. 780748(1978).
- (12) 胡・日比, 機論, 56-525, B(1990), 1565.
- (13) 石田・吉村・植木・泉・吉武, 機論, 55-512, B(1989), 1248.