

上死点付近のピストン速度が機関熱効率に及ぼす影響

Effect of Piston Speed around Top Dead Center on Thermal Efficiency

鈴木 正 剛*

Masatoshi SUZUKI

久保田 良*

Ryo KUBOTA

飯 嶋 智 司*

Satoshi IJIMA

前 原 勇 人*

Hayato MAEHARA

要 旨

往復動内燃機関において、圧縮比が同じであればオットサイクルが熱効率は最大になる。このことは上死点で瞬時に燃焼をおこなわせることであり実際には不可能である。そこで、上死点付近でピストン速度を緩やかに変位させることができれば、その間に燃焼を進行させ、筒内圧を高めて等容度が増し、熱効率の改善につなげることが可能になると考えられる。このことを確かめるために極力定容燃焼が可能となるようにピストンを緩やかに変位させた機関をつくり実験をおこなった。予想どおり等容度は向上したものの熱損失の増加により熱効率は改善しなかった。そこで熱損失を選択的に減じることができる直噴成層燃焼機関において実験をおこなったところ期待どおり高い熱効率を得ることができた。

ABSTRACT

In a reciprocating internal combustion engine, the Otto-cycle allows for maximum thermal efficiency with a same compression ratio, which means complete combustion in a moment at top dead center, which is practically impossible. In view of this fact, it can be considered that a slower transition of the piston speed near top dead center would promote combustion during that period. This, in turn, would increase the in-cylinder pressure and degree of constant volume thereby improving thermal efficiency. To prove this, an engine in which the piston can be displaced moderately to achieve ideal constant volume combustion was prepared and experiments were carried out. As anticipated, while the degree of constant volume increased, the thermal efficiency did not improve due to increased heat loss. Subsequently, further experiments were carried out using a direct injection, stratified charge engine which allows selective reduction of heat loss, and a high thermal efficiency was attained.

1. はじめに

急速燃焼は内燃機関の等容度を上げ、熱効率を向上させるための有効な手段のひとつである。そのためにスワールや筒内乱れを利用して燃焼速度を高めたり⁽¹⁾、燃焼室のコンパクト化⁽²⁾や複数の点火プラグ⁽³⁾によって火炎の伝ば距離を短くすることがおこなわれてきた。近年では予混合圧縮着火システムも同様の手法で熱効率改善に効果があると着目されている⁽⁴⁾⁻⁽⁷⁾。いずれも燃焼に要する時間を短縮し理想オットサイクルに近づけて P-V 線図で囲まれた面積を増加させようという試みである。一方機構的に P-V 線図の面積を向上させる試みも三輪ら⁽⁸⁾によって報告されている。

ここで筆者らは従来のクランク、コンロッド機構を用いながら上死点付近のピストン速度を遅くして、その間に燃焼を進行させ、等容度を高めて熱効率の改善が可能かどうかを二種類の試作機関を製作し実験をおこなった。またこれらの機関の欠点を補うため第三の試作機関を直噴式として、実験をおこなったのでその結果を報告する。

2. 従来機関

往復動内燃機関においてピストンは上死点と下死点で減速後いったん停止する。燃焼室の容積変化割合が停止するため、その間に燃焼を完了させたり、吸排気弁の開閉により

ガス交換の助走時間を稼ぐという大切な役割を担っている。今日、一般に普及している内燃機関では上死点と下死点でその挙動は異なる。Fig.1に示すようにクランク軸がある任意の角度だけ回転したときのピストン変位は上死点側の方が下死点側のそれより大きいことが知られている。

そこで仮に上死点でピストンを下死点と同等に変位させることができたなら、上死点付近のピストン変位は少なくなって燃焼室容積があまり変化しないうちに燃焼を終了させ、等容度を高めて熱効率の改善につなげることが可能であろうと考え、実験による検証をおこなった。

3. 試作機関

3.1. ICVC 機関

3.1.1. ICVC 機関諸元

この問題を解決するために4ストローク、空冷単気筒、125 cm³の二輪車用ガソリン機関をベースに次のような改造を加えた。Fig. 2に示すように通常のピストン下方に同一シリンダ内を正規のピストンと一緒にしゅう動するサブピストンが装備され、このサブピストンには長いピストンピンがシリンダを貫通して装備されている。ピストンピンの両

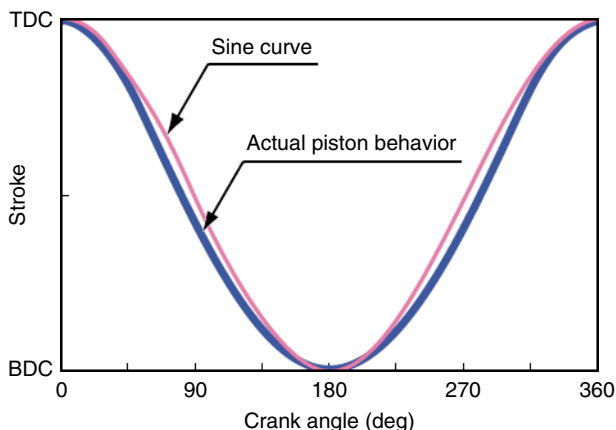


Fig. 1 Actual piston behavior against crank angle

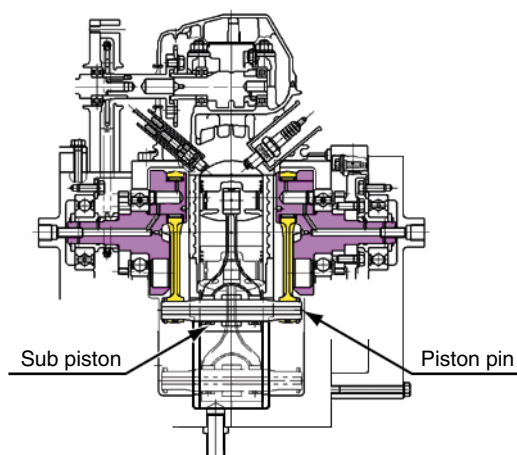


Fig. 2 Ideal constant volume combustion engine

端には一対のコンロッドの小端がそれぞれ揺動自在に装着され、それぞれのコンロッド大端側は二分割された片支持のクランク軸のクランクピンに結合されている。そしてピストンにガス圧が作用した際、コンロッドが当該クランクピンを引っ張るようにクランク軸に回転力を与える。このようにして通常の下死点に相当する燃焼室の容積変化率で燃焼をおこなわせるような機関を製作してこれを Ideal Constant Volume Combustion (ICVC) 機関^{(9), (10)}と名づけた。

Table 1にこの機関の主要諸元を示す。ピストン、シリンダ、シリンダヘッド、コンロッドなどはベース機関と同一部品を使用し、ベース機関の下死点に相当する位置で燃焼をおこなわせることに専念した。

3.1.2. ICVC 機関実験結果

実験は機関回転速度 3000 r/min、燃料消費量が 640 g/h の部分負荷、点火時期は MBT、理論空燃比においてベース機関と比較しておこなった。Fig. 3 にその結果を P-V 線図で示す。ICVC 機関では等容度が上がり、明らかに理想otto サイクルに近い P-V 線図になっているのがわかる。

図の P-V 線図の面積を計算して、図示仕事を求めた結果を Table 2 に示す。表から等容度が上がり、最大圧力は約 15%

Table 1 ICVC engine specifications

Items	Base engine	ICVC engine
Engine type	4-stroke, air cooled, single cylinder	
Bore x Stroke (mm)	52.4 x 57.8	
Displacement (cm ³)	124.6	
Compression ratio	9.35 : 1	9.32 : 1
Connecting rod length (mm)	93.5	

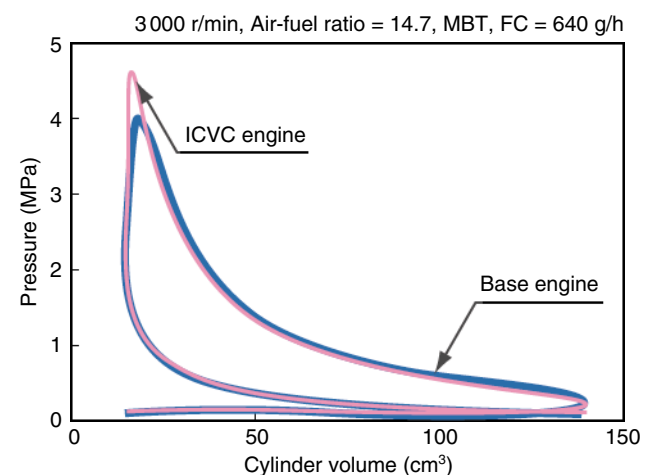


Fig. 3 P-V diagram comparison

Table 2 Test results of ICVC engine

3000 r/min, FC = 640 g/h, Air-fuel ratio = 14.7, θ_{ig} = MBT

Engine	Pmax (MPa)	Deg. of C.V.	Pmi (kPa)	ISFC (g/kWh)
ICVC engine	4.64	0.97	846	243
Base engine	4.02	0.94	893	230

Deg. of C.V. : Degree of constant volume

増加したにもかかわらず膨張行程の圧力が低下して図示平均有効圧は5%下がり熱効率が低下してしまったのがわかる。

3.2. APC機関

3.2.1. APC機関諸元

等容度が向上したにもかかわらず熱効率が低下した原因を詳しく調べるため上死点付近のピストン速度をいっそう遅くした Fig. 4 に示すような機関を作り、Active Piston Control (APC) 機関^{(9), (10)}と名づけた。

クランク軸をシリンダ軸心から大きくオフセットさせ、ピストンで受けたガス圧を二本のコンロッド A, B を介して ICVC 機関のときと同様にクランク軸を引っ張るようにしてクランク軸を回転させる構造である。二本のコンロッド A, B 間の接合部の位置を規制するためにコントロールロッドが結合されており、コンロッド A のシリンダ軸心とのなす角度が大きくならないようにしている。

図に示すようにクランク軸が反時計方向に回転する際はピストンの下降行程に要するクランク角が 213 度、上昇行程は 147 度と圧縮行程と膨張行程の長さが異なる多節リンク構造からなる機関である。

APC 機関のピストン変位を Fig. 5 に、主要諸元を Table 3 に示す。同機関は排気量 195 cm³ の水冷単気筒ガソリン機関で圧縮比は 11.5:1、気筒あたり二本の点火プラグを装着し、ヘリカル吸気ポートを備え、オリジナル運転時最小図示燃料消費率は 220 g/kWh (2 700 r/min, BMEP300 kPa 時) を発揮する。

またこの機関は逆転運転が可能のようにカム軸が用意され、オイルポンプや冷却水ポンプは外部より規定の量を所定温度で供給できるように設計してある。

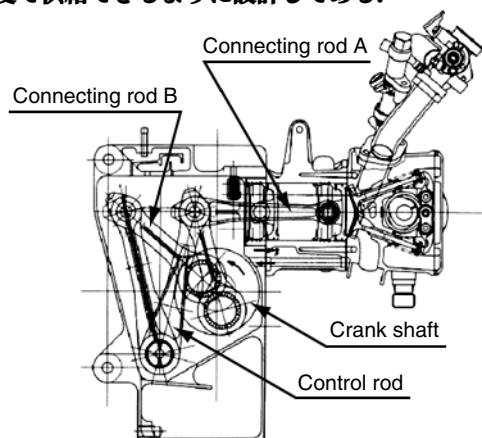


Fig. 4 Active piston control engine

3.2.2. APC 機関実験結果

Fig. 6 に機関回転速度 3 000 r/min、容積効率 34%、理論空燃比点火時期は MBT において APC 機関の実験結果をオリジナル機関と比較して P-V 線図に示す。APC 機関はクランク軸がシリンダ軸心から大きくオフセットした多節リンク構造であり、各リンクには非常に大きな荷重が作用するため弾性変形が大きく、クランク位置によってピストン変位(燃焼室容積)が定まらないことが判明した。そのため Fig. 6 では APC 機関の等容度は ICVC 機関のときのように向上しないで Pmax が低下してしまう結果となった。

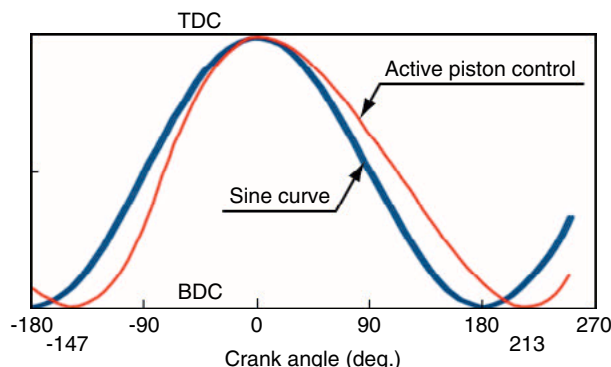


Fig. 5 Piston behavior of APC engine

Table 3 Specifications of APC engine

Engine type	4-stroke, water cooled
Bore x Stroke (mm)	59 x 71.3
Displacement (cm ³)	195
Compression ratio	11.5 : 1
Spark plug	Twin plug

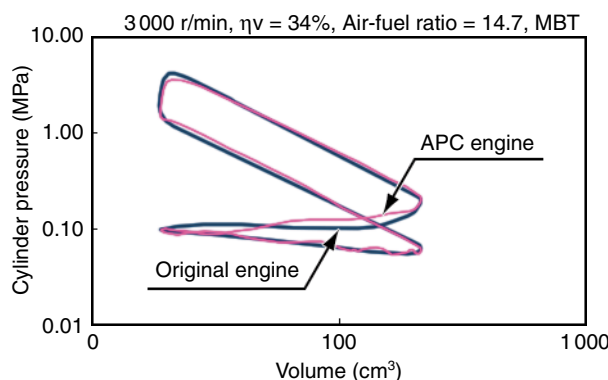


Fig. 6 P-V diagram comparison between APC engine and original engine

Table 4 Test results of APC engine

3 000 r/min, $\eta_v = 34\%$, $\theta_{ig} = \text{MBT}$, Air-fuel ratio = 14.7

Engines	Fuel consumption (g/h)	Exhaust gas		Cooling water (out-in)	
		Temperature (K)	Exhaust loss (kW)	Temperature (K)	Heat loss (kW)
APC engine	490	901	2.40	6.0	1.55
Original engine	494	920	2.47	4.8	1.24

そこで P-V 線図から図示仕事を求めることは断念し、各部の測温結果より検討を加えることにした。Table 4 に、3000 r/min, $\eta_v 34\%$ における燃料消費量の測定結果と排出ガス温度並びに冷却水の機関出口と入り口の温度差をオリジナル機関と比較して示す。表から APC 機関では排出ガス温度が低下している反面、冷却水への放熱を示す水温上昇が著しいことがわかる。

一方、供給混合気が理論空燃比であるため排出ガス温度に燃料消費量を乗じたものは排気損失に比例すると考えることができる。このようにして熱バランスを計算した結果を Fig. 7 に示す。

冷却水への放熱量は熱損失に相当すると考えられ、ICVC 機関で等容度が向上したにもかかわらず熱効率が改善しなかった主因は、熱損失の増加によるものと考えられる。

このことを確認するために、冷却水温度を 60°C から 100°C まで変化させ、そのときの排出ガス温度と冷却水の出入り口温度差に冷却水流量を乗じて仕事率に換算したものを縦軸にして Fig. 8 に示す。冷却水温を上げると熱損失を 0.4 kW 減少させ、排出ガス温度が 59°C 上昇した。これを仕事率に換算

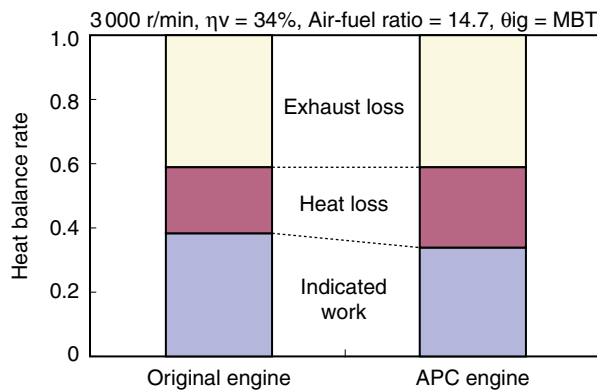


Fig. 7 Heat balance rate of test results

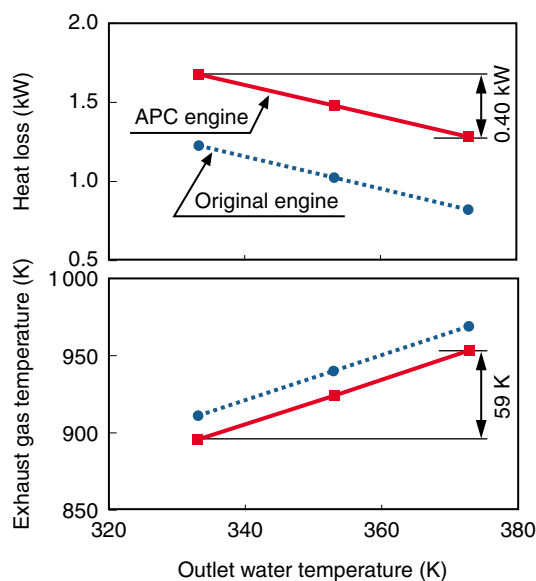


Fig. 8 Heat loss and exhaust gas temperature

すると 0.29 kW に相当し減少した熱損失の約 75%が排気損失の増加に変わったことになる。そしてこれは APC 機関もオリジナル機関も変わらないという結果であった。

結局上死点付近でピストン速度を遅くすることは熱損失の増加を招き、熱損失と排気損失の和は一定の関係にあるため熱損失のみを選択的に減じることはできないことがわかった。

この関係をさらに深く追求するために本 APC 機関を逆転運転が可能となるようにカム軸を組み替えて実験をおこなった。さらに熱損失を変化させるために点火時期を MBT 中心から前後にクランク角 10 度ずつ変化させたときの冷却水出入口温度差 Δt 、排気ガス温度の測定結果を Fig. 9 に示す。APC 機関逆転時は圧縮行程がクランク角 213 度となる一方、膨張行程がクランク角 147 度と短くなるので、排気損失を示す排気温度はオリジナル機関よりも高くなることが予想され、そのとおりの結果が得られた。しかし、期待した冷却水出入口温度差は小さくならず正転運転時と同等の結果であった。

Fig.10 に上死点付近のピストン変位を拡大して示す。APC 機関では逆転時でも上死点後クランク角 45 度近くまでピストンはオリジナル機関より緩やかに変位するため、

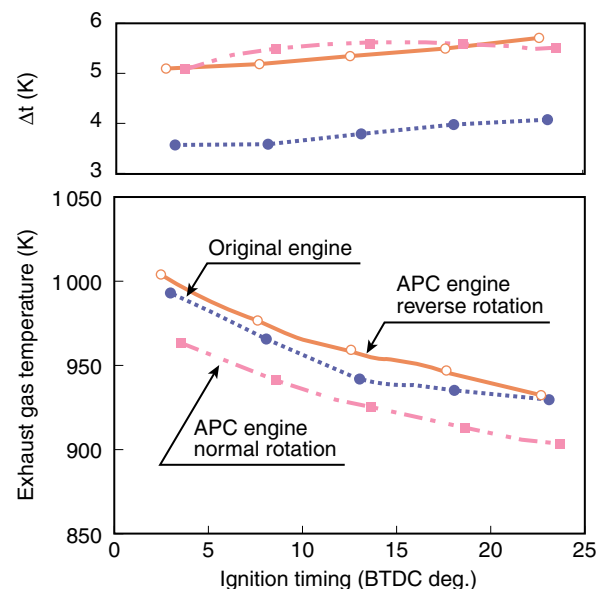


Fig. 9 Heat loss and exhaust gas temperature against ignition timing

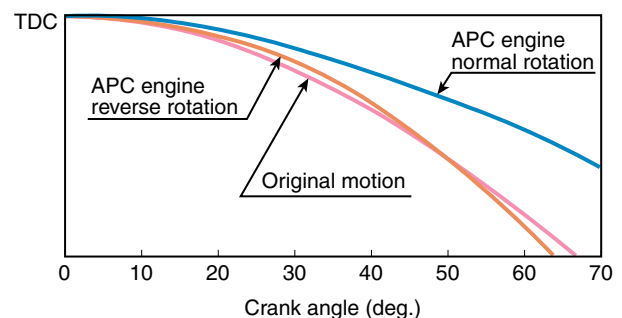


Fig. 10 Detailed figure near TDC including reverse rotation

この間に熱損失は燃焼室壁面から冷却水へ流出されたものではないかと考えられる。

4. 直噴機関との組合せ

4.1. $\lambda = 8$ 機関

4.1.1. $\lambda = 8$ 機関諸元

APC機関は各リンク部の弾性変形が大きくクランク角度に対するピストンの位置が一義的に定まらず、したがってP-V線図から図示仕事を求めることができなかった。そこで従来のコンロッド、クランク機構を踏襲しつつ、上死点付近のピストン速度がコンロッド長 l とクランク半径 r の比 λ ($=l/r$ と定義) を変えることにより種々変化し、この値を極力大きくすることによりサインカーブに近づけることができる。そこで現実的な値として λ が8となるような機関で実験をおこない、P-V線図から解析をおこなうことにした。Fig. 11に示すように従来機関と比べるとコンロッドが非常に長い機関である。

Fig. 12には本機関の上死点付近のピストン挙動を拡大して示す。ベース機関の λ が3.34であり本機関はちょうどサインカーブとの中間くらいの変位特性を示している。

ボア・ストロークや燃焼系諸元は先の APC 機関と同じである。この機関を通常の予混合ポート噴射(PI)仕様および熱損失のみを選択的に減少できるといわれている筒内直噴(DI)式成層燃焼と比較した。

4.1.2. $\lambda = 8$ 機関実験結果

実験は機関回転速度 3000 r/min, 負荷は 0.3 から 0.75 MPa についておこない結果をFig. 13に示す。ベースの図示燃料消費率はポート噴射の予混合に比べて直噴では約13.7 g/kWh向

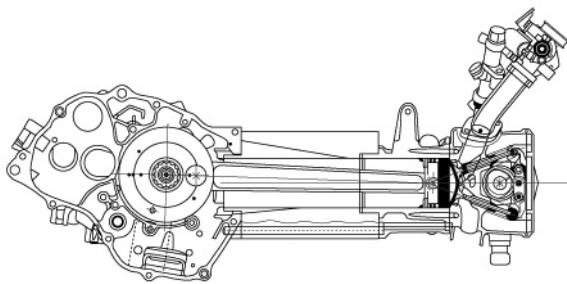


Fig. 11 $\lambda = 8$ engine

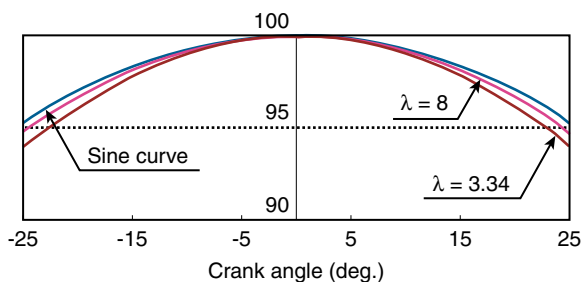


Fig. 12 Piston behavior around top dead center

上するのに対して、 λ が8の機関ではポート噴射では8 g/kWh 悪化するけれど、直噴同士では48 g/kWh 改善し、ベストの図示燃料消費率を示した。

4.2. 熱損失とピストン挙動についての考察

Fig. 13のそれぞれ中央のデータを熱損失および排気損失の割合がどのように変化したのかを抜き出して Fig. 14 に熱バランスで示した。熱損失は先に述べたように冷却水出入り口の温度差に流量を乗じて求め、排気損失は図示仕事と熱損失の和を投入熱量から差し引いて求めた。

λ の大きい機関はポート噴射では熱損失が増加して図示仕事が減少したが、直噴では元々熱損失が少なく、 λ を大きくすることにより熱損失は増大するが等容度の向上による排気損失低減効果が上まわり図示仕事は最大の 42.7%を得た。

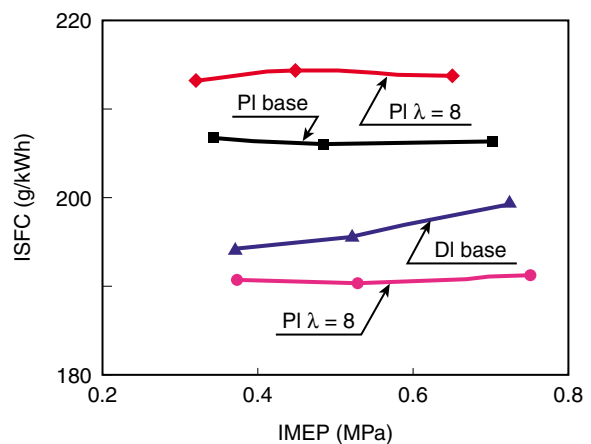


Fig. 13 ISFC comparison between PI and DI engine

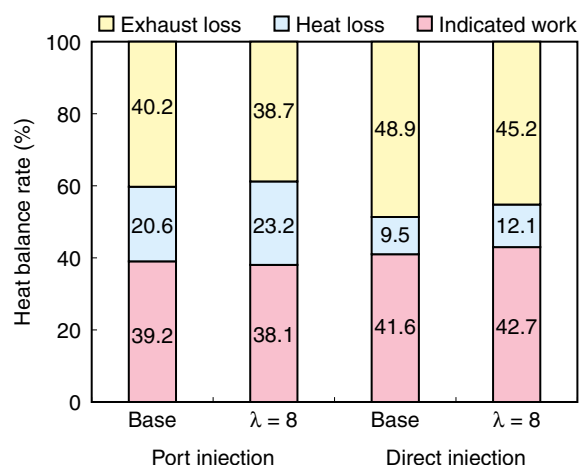


Fig. 14 Heat balance rate

5. 結論

上死点付近のピストン変位を緩やかに変化させ、等容度を高めて熱効率の改善を図る目的で ICVC 機関ならびに圧縮行程と膨張行程の長さの異なる APC 機関を作り実験を試みた結果以下の所見を得た。

- (1) 熱損失が増加して熱効率の改善には至らなかった。その原因は上死点近傍で高い圧力、温度を維持している時間が増えたためと考えられる。
- (2) 熱損失を抑えるべく冷却水温を変化させた結果、排気温度が上昇し熱損失と排気損失はお互いトレードオフの関係にあることがわかった。

そこで熱損失を選択的に減じるため直噴機関を成層燃焼運転させ、新たに λ が 8 となる機関で実験をおこなった結果、熱損失のみを選択的に減じることができ、等容度が向上して熱効率は 1.1 ポイント増加し、最大値である 42.7% を達成できた。

謝 辞

本研究にあたっては、千葉大学工学部の森吉泰生助教授の助言を頂いた。紙面をお借りしてお礼を申し上げる。

参考文献

- (1) 池上詢, 浜本嘉輔: 内燃機関における乱流燃焼, 日本機械学会誌, 第 83 巻, 第 744 号, p.109-114(1980)
- (2) Pozniak, D. J., Rydzewski, J. S.: A Study of In-cylinder Air Motion in the General Motors VOLTEC™ 4.3l V-6 Engine, SAE Tech Paper, 850510(1985)
- (3) Suzuki, M., Ando, R., Ishibashi, Y.: Paradoxical Approach to Improve Fuel Economy for Small Practical Motorcycle, SAE World Congress, SAE Paper, 2004-01-0989(2004)
- (4) Klingmann, J., Johansson, B.: Measurement of Turbulent Flame Speed and Internal Length Scales in a Lean Stationary Premixed Flame, SAE Paper, 981050(1998)
- (5) Grimaldi, C. N., Battistoni, M., Uccellani, M.: Dependence of Flow Characteristics of a High Performance SI Engine Intake System on Test Pressure and Tumble Generation Condition - Part 1: Experimental Analysis, SAE Paper, 2004-01-1530(2004)
- (6) Hultqvist, A., Christensen, M., Johansson, B., Franke, A., Richter, M., Alden, M.: A Study of the Homogeneous Charge Compression Ignition Combustion Process by Chemiluminescence Imaging, SAE Paper, 1999-01-3680(1999)
- (7) Olsson, J. O., Tunestal, G., Haraldsson, G., Johansson, B.: A Turbo Charged Dual Fuel HCCI Engine, SAE Paper, 2001-01-1896(2001)
- (8) 三輪恵, 木戸口善行, 吉川大輔, Mohammadi, Ali: 菱形リンク Z クランク型内燃機関による新燃焼サイクルの検討, 第 16 回内燃機関シンポジウム講演論文集, p.25-30(2000)
- (9) Suzuki, M., Iijima, S., Moriyoshi, Y., Sano, M.: A Trial of Improving Thermal Efficiency By Active Piston Control-Speed Control Effect of Combustion Chamber Volume Variation on Thermal Efficiency, Small Engine Technology Conference, SAE Paper, 2004-32-0080(2004)
- (10) Moriyoshi, Y., Sano, M., Suzuki, M., Iijima, S.: Numerical Examinations on the Effect of Active Piston-Movement Control, Small Engine Technology Conference, SAE Paper, 2004-32-0065(2004)

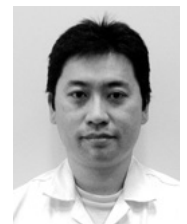
■ 著 者 ■



鈴木 正剛



飯 嶋 智 司



久保田 良



前原 勇 人