

# 技術論文

## 可変連桿比（可変圧縮比）エンジンの研究

### A Variable-Radius / Length Engine

梶原謙一\* 土田直樹\*\*  
Kenichi Kajiwara Naoki Tsuchida

#### 要　　旨

ショートストローク多弁エンジンの高出力化を目的に、コンロッド大端部に偏心機構をもつV-R／L方式のエンジンを試作し、その特性を調査した。

その結果、V-R／L方式は、  
 ①高体積効率が得られ、出力が向上する。  
 ②燃焼室形状が改善され、MBTが遅角できる。  
 ことがわかった。

但し、機構が複雑になり、ロス馬力が増加するので、高回転エンジンに適用する為には、更なる改良が必要である。

#### Abstract

This paper presents the characteristics of a variable-radius/length engine (V-R/L engine) with an eccentric crank mechanism on the connecting rod big-end. This is intended to improve the power output of short stroke multi-valve engines. The V-R/L engine makes it possible to improve power output through high volumetric efficiency and to delay the ignition timing for best torque (MBT) through refined combustion chamber shape.

However, further improvement is required to apply the presented mechanism to high-speed engines because of increased friction losses.

#### 1. ま　え　が　き

エンジンの高出力化に対して、高压縮化は有効な手段であるが、低回転・高負荷時のノッキングにより、最高圧縮比は制限されている。そのため、可変機構を用いて圧縮比を可変とし、最高圧縮比を高めようとする試みが種々提案されている。<sup>(1)～(3)</sup>

一方、エンジンの高回転化に対して、ショートストローク化は有効な手段である。しかし、ショ

ートストローク化は、エンジンの気筒数及び総排気量を固定した場合、圧縮比の低下を招きやすい。圧縮比を高くしようとすると、ピストン上部のバルブ逃げが深くなり、燃焼室の表面積と容積の比(S/V比)が大きくなるので、冷却損失が増大する。また、多弁エンジンでは、バルブ逃げ部の容積が大きいため、圧縮比の向上には限界がある。

そこで、本研究では、高回転型のショートストローク多弁エンジンにおいて、燃焼室形状を悪化させること無く、最高圧縮比を高く設定できる方法として、コンロッド大端部に偏心機構をもつ可変連桿比（Variable-Radius/Length以後V-R/L

\* 特機事業部特機第2技術部

\*\* 技術本部第1研究部

と呼ぶ）エンジンを試作し、評価を行ったので、その構造及び効果について報告する。

## 2. V-R/L エンジンの概要

V-R/L エンジンとは、図1に示すように、従来のクランク機構に偏心部1が付加されたもので、偏心部1はクランクピン3に対して、角速度 $\omega\alpha$ をもって回転され、見かけのクランク半径R（クランク中心Oとコンロッド大端中心Sとの距離）が、周期的に変わることを特徴とするエンジンである。

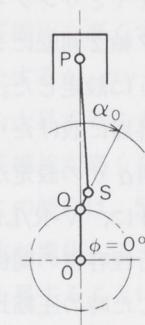
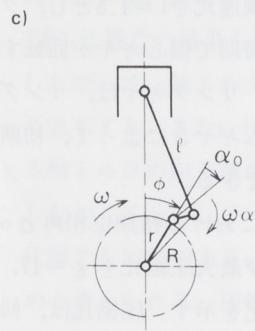
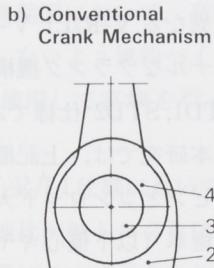
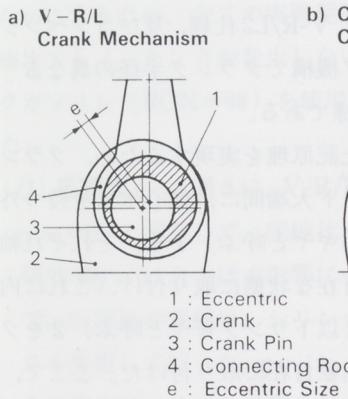


図1 V-R/L 機構の原理

圧縮比の変化は、図1-c), d)に示すように、クランク中心Oとクランクピン中心Qを結ぶ線分OQとシリンダ軸線がなす角 $\phi = 0^\circ$ で、ピストン位置がクランク軸から最も遠い位置にあるとき、クランクピン中心Qとコンロッド大端中心Sを結ぶ

線分QSと、クランク中心Oとクランクピン中心Qを結ぶ線分OQがなす角を初期位相角 $\alpha_0$ °とすると、 $\alpha_0$ °の位相を変化させることによって得られる。初期位相角 $\alpha_0$ は、 $-180^\circ < \alpha_0 < +180^\circ$ の範囲で可変であり、圧縮比可変の基本パラメータである。

図2に、 $\alpha_0 = 0^\circ$ ,  $+90^\circ$ の場合における各上下死点でのピストン位置を模式的に示す。図には、コンベンショナルなクランク機構の場合の上死点位置も破線で示す。図に示すように、V-R/L クランク機構では、オーバラップ上死点におけるピストン位置を、コンベンショナルなクランク機構の場合よりも低くなるように、 $\alpha_0$ を選択することができる。したがって、ピストン上部のバルブ逃げが不要となり、S/V比の小さな燃焼室が可能となる。

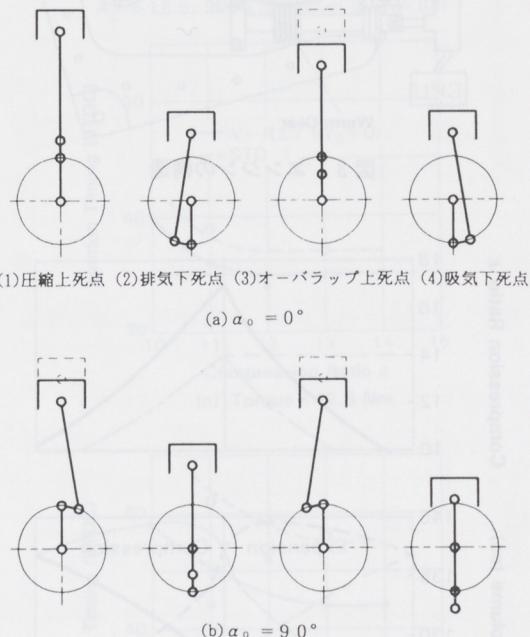


図2 上下死点におけるピストン位置

本方式の特徴を以下に示す。

### (長所)

- ① 多弁化に対応可能である。
- ② 往復部（小端部）重量が増加しない。

表1 エンジン仕様

	V-R/L1	V-R/L2	STD 1	STD 2
Type of Engine	4-Stroke Cycle Gasoline Engine 5 valve, Single Cylinder, Water-Cooled			
Bore (mm)	63	63	63	63
Crank Radius (mm)	21±1	21±0.5	20	21
Eccentric Size (mm)	2	1	0	0
Reduction of V-R/L Mechanism	1.5	1.5		
Average Stroke Volume (cc)	131	131	125	131
Intake Stroke Volume (cc)	125 ( $\alpha_0 = 0$ )	128 ( $\alpha_0 = 0$ )	125	131

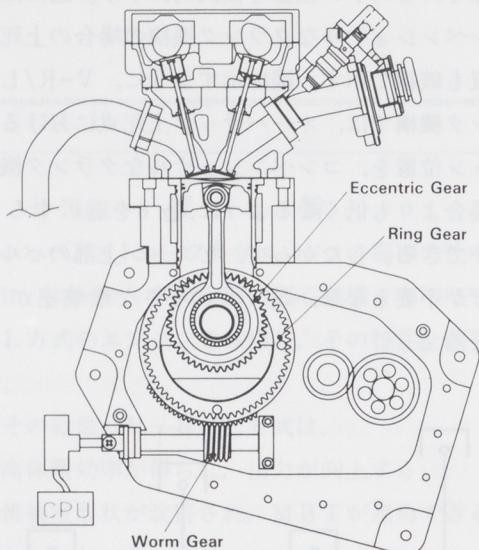
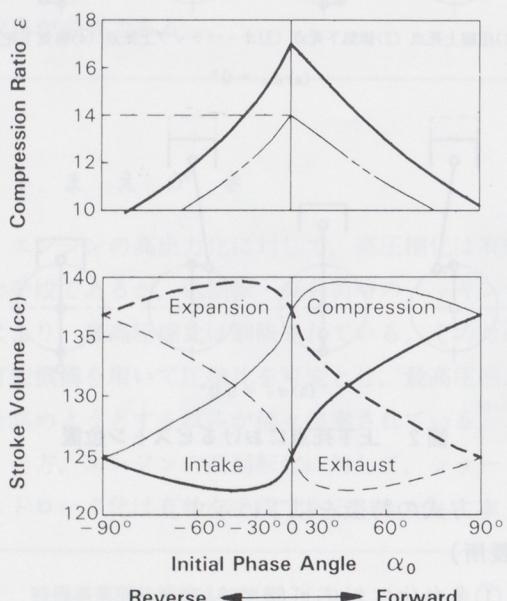


図3 エンジンの構造

図4 初期位相角 $\alpha_0$ と圧縮比及び各行程容積の関係

③高压縮比にてもバルブ逃げが不要である。

④外部からの圧縮比コントロールが可能である。

### (短所)

①多気化簡化が難しい。

②大端部重量が増加する。

③大端軸受け部が複雑な構造となる。

## 3. 実験用エンジンと実験方法

### 3.1 実験用エンジン

表1に、エンジンの仕様を、図3に、外観図を示す。仕様は4仕様あり、V-R/L 機構で偏心量の異なるV-R/L1, V-R/L2仕様、及びコンベンショナルなクランク機構でクランク半径の異なるSTD1, STD2 仕様である。

本研究では、上記原理を実現するため、クランクピンとコンロッド大端間に、偏心ボスを持つ外歯歯車（以下偏心ギヤと呼ぶ）1を、それぞれ軸受を介して回転自在な状態に取り付け、これに内接する内歯歯車（以下リングギヤと呼ぶ）2をクランクケースに回転自在に取り付けた。ここで、偏心ギヤとリングギヤの減速比を*i*=1.5とし、クランク軸2回転に3回の周期で偏心ギヤが回転するように設定した。また、リングギヤは、リングギヤ外周に設けたウォームギヤ3によって、初期位相角 $\alpha_0$ の設定が変更できる。

図4に、V-R/L1 仕様における初期位相角 $\alpha_0$ と各行程容積の関係、及び最大圧縮比を $\varepsilon=17$ 、14とした時の圧縮比の変化を示す。圧縮比は、初期位相角 $\alpha_0=0^\circ$ の時最も高く、 $\alpha_0$ をクランク回転方向（プラス側）、反対方向（マイナス側）どちらに変化させても低下する。各行程容積も $\alpha_0$ によってかなり変化し、同一圧縮比でも各行程容積が異なる場合が存在する。

### 3.2 実験方法

初期位相角 $\alpha_0$ は、リングギヤの外周に設けたウ

オームギヤを駆動させるウォーム軸の回転数より計算にて求め、回転方向は、クランク回転方向・反対方向共任意に設定可能とした。また、吸入空気量は層流型空気流量計で、燃料消費量はビュレット式流量計で測定した。空燃比は、吸入側の空気量と燃料消費量より計算にて求めた。吸・排気管の圧力は、吸・排気弁よりそれぞれ100 mmの位置で測定した。

#### 4. 実験結果および考察

##### 4.1 V-R/L エンジンの特性把握

本節では、V-R/L エンジンの各因子の影響を明らかにするため、全ての実験範囲において、高圧縮比でもノッキングが発生しないよう無鉛ハイオクガソリン (RON=98) を使用して実験を行った。

(1) 圧縮比  $\varepsilon$  図 5 に、V-R/L1 仕様において、 $\alpha_0 = 0^\circ$  と固定して、圧縮比が軸トルク及び体積効率  $\eta_V$  におよぼす影響について示す。ここで、圧縮比の変更は、シリンダガスケットの厚さを変更して行った。 $\eta_V$  は、吸入空気量と吸入行程容積の比として表わした。図中には、STD1 仕様での結果も示す。圧縮比を高くするにしたがって、軸トルクは向上するが、 $\eta_V$  は若干低下する。また、圧縮比を上昇することによる軸トルクの向上割合は、圧縮比が高くなるにしたがって低下している。この傾向は、STD1 仕様でも同様であり、S/V 比が悪化してくるためと考えられる。圧縮比を上昇することにより性能向上を図る場合、圧縮比は  $\varepsilon = 14$  度程にとどめるのが良さそうである。

図 6 に、圧縮比が要求点火時期 (MBT) に及ぼす影響について示す。圧縮比は高いほうが MBT は遅れ側となっていることが分かる。さらに、その効果は、低トルクの方が大きく、スロットル開度が小さい方がより遅角できる。また、V-R/L1 仕様と STD1 仕様の同一圧縮比で

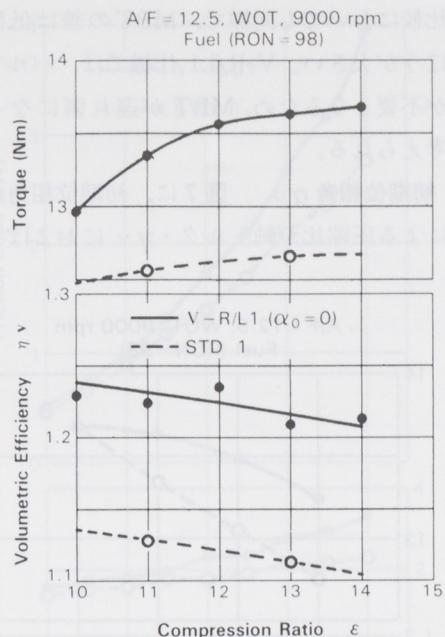
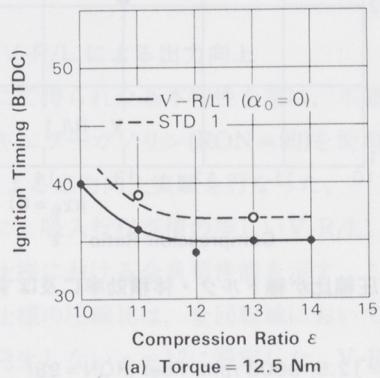
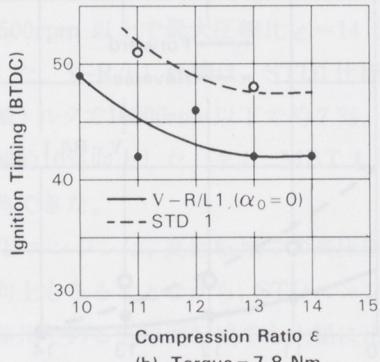


図 5 圧縮比が軸トルク・体積効率に及ぼす影響

A/F = 12.5, 9000 rpm, Fuel (RON = 98)



(a) Torque = 12.5 Nm



(b) Torque = 7.8 Nm

図 6 圧縮比が点火時期に及ぼす影響

の比較においても同様で、MBTの差は低開度のほうが大きい。V-R/L1仕様では、バルブ逃げが不要となるため、MBTが遅れ側になったと考えられる。

(2) 初期位相角  $\alpha_0$  図7に、初期位相角の変更による圧縮比が軸トルク・ $\eta_v$ におよぼす影

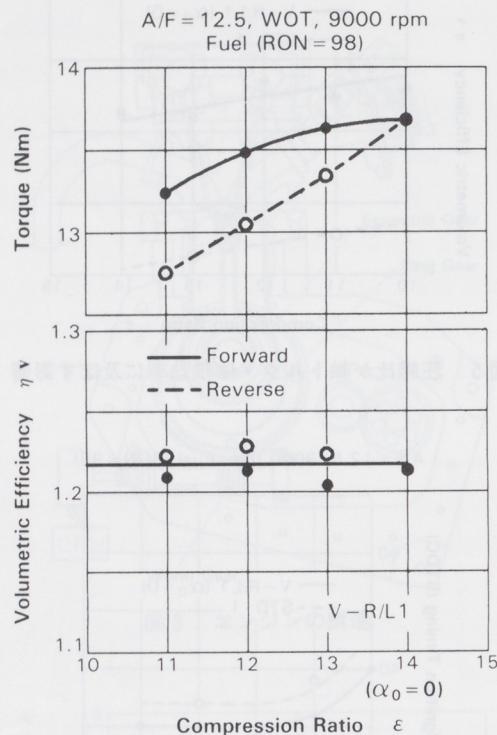


図7 圧縮比が軸トルク・体積効率に及ぼす影響

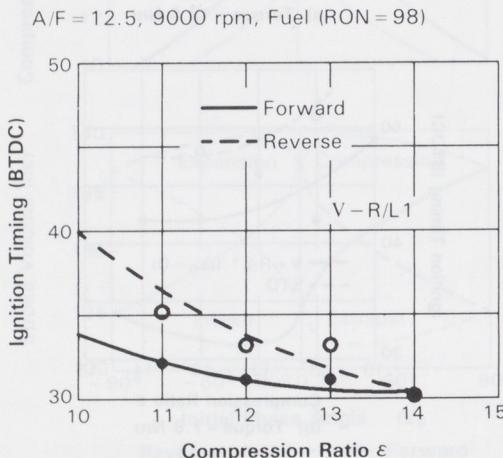


図8 圧縮比が点火時に及ぼす影響

響を、図8に、MBTにおよぼす影響を示す。ここで、クランク回転方向は、図4に示したように、吸入行程容積が増加し、膨張行程容積が減少する。反対方向は、排気行程容積が増加し、圧縮行程容積が減少する。クランク回転方向・反対方向共に、圧縮比の減少に対して、軸トルクは減少するが、図5の場合と比較すると、 $\eta_v$ の変化はほとんど無い。また、クランク回転方向の場合は、図5・6と比較して、軸トルク・MBTの変化割合はほとんど同一であり、吸入行程容積の増加による効果はほとんど現われていない。反対方向の場合は、吸入行程容積が増加しないため、さらに低下が顕著である。性能面から見ると、可変方向はクランク回転方向が有利である。

(3) 偏心量  $e$  図9に、V-R/L1仕様とV-R/L2仕様における初期位相角  $\alpha_0 = 0^\circ$  の場合の全開性能を示す。V-R/L2仕様（偏心量1mm）は、V-R/L1仕様（偏心量2mm）と比較して、平均行程容積・圧縮比が同一で、吸入行程容積が増

Specification	Intake	Compression	Expansion	Exhaust
V-R/L1	125	137	137	125
V-R/L2	128	134	134	128
STD 1	125	—	—	—

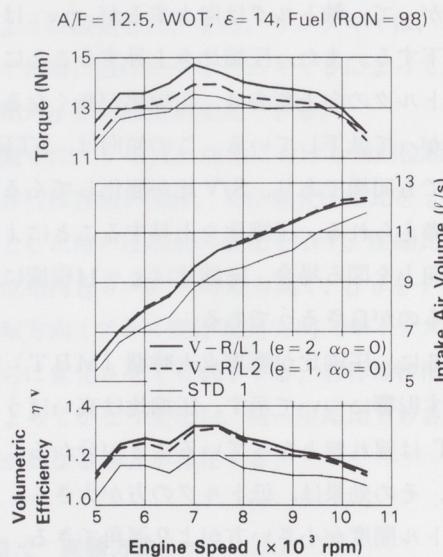


図9 偏心量が軸トルク・体積効率に及ぼす影響

加しているにも関わらず軸トルク、 $\eta_v$  は減少している。偏心量は大きい方が $\eta_v$  は高い。これは、膨張行程が長い効果が現れているようである。

(4) 平均行程容積 図10に、平均行程容積が等しいV-R/L1 仕様とSTD2 仕様における全負荷性能を示す。両者は、ほぼ同等の性能を示した。図9・10の結果より、V-R/L エンジンは、偏心量が2 mm以上あれば、平均行程容積が等しいSTDエンジンと同等以上を性能が得られそうである。

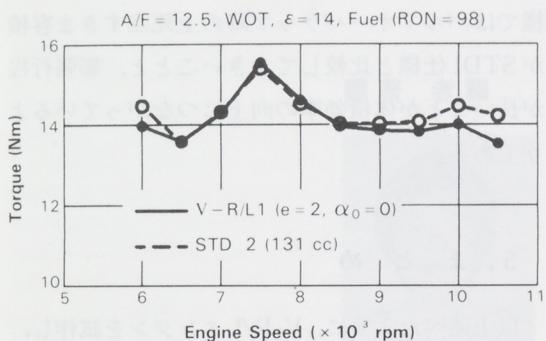


図10 平均行程容積が軸トルクに及ぼす影響

#### 4.2 V-R/L のロス馬力

図11に、モータリング法にて測定した、V-R/L1 仕様とSTD1 仕様における全装備時のロス馬力を示す。V-R/L1 仕様は、STD1 仕様と比較して、高回転になるほどロス馬力の差が大きくなり、10000rpmでは、35%もロス馬力が多い。この原因を究明するために、V-R/L 機構のまま偏心量  $e = 0$  mmとしてロス馬力を測定したが、ロス馬力に大きな違いはなかった。したがって、V-R/L1 仕様の高回転におけるロス馬力の急増は、コンロッド大端部の軸受すべり速度が、STD エンジンと比較して、1.5倍になっていること、偏心部がギヤ駆動になっていることに起因すると考えられる。しかし、Rychter 等の研究<sup>(4)</sup>に述べられているように構造を変更すれば、これらの問題を解決できるかもしれない。

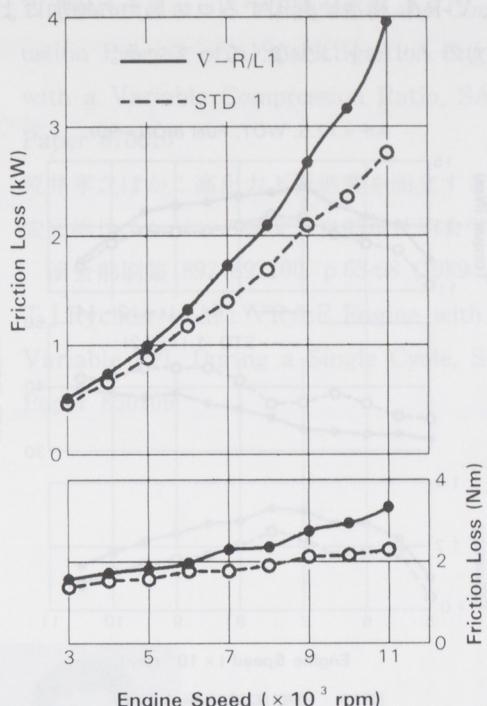


図11 全装備時ロス馬力

#### 4.3 V-R/L による出力向上

前節にて得られた基本特性を基に、本節では、無鉛レギュラーガソリン( $RON=90$ )を使用してV-R/L による出力向上実験を行なった。

図12に、吸入行程容積の等しいV-R/L1 仕様とSTD1 仕様における全負荷性能を示す。ここで、STD1 仕様の圧縮比は、全回転域においてノッキングの発生しない  $\varepsilon = 12$  に設定した。V-R/L1 仕様の圧縮比は、7500rpm以下で  $\varepsilon = 12$  ( $\alpha_0 = +49^\circ$ )、8500rpm 以上で最大圧縮比  $\varepsilon = 14$  ( $\alpha_0 = 0^\circ$ )とした。V-R/L1 仕様は、STD1 仕様と比較して、軸トルクで10000rpm以下で約7%， $\eta_v$  でほぼ全域約10%向上した。また、MBT も平均で約5°遅角できた。

V-R/L エンジンは、高回転域での高圧縮比による出力向上もさることながら、STD エンジンと同一の圧縮比である低中回転域でも大幅に出力が向上しており、V-R/L 構造による体積効率の向上が出力の向上に寄与している。ただし、高回転域で

は、V-R/L構造に起因するロス馬力の増加により出力のメリットは少なくなっている。

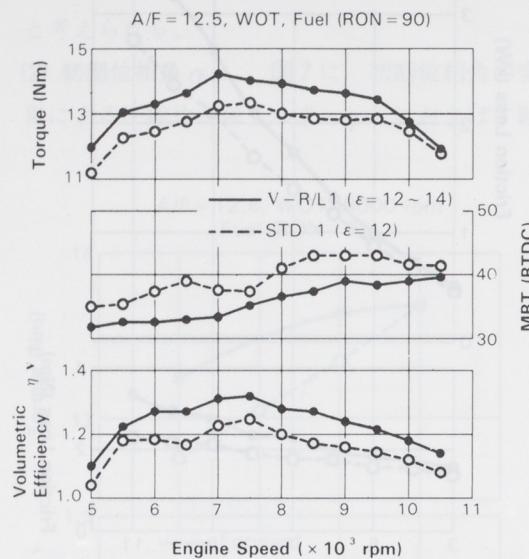


図12 可変圧縮時出力性能

体積効率の向上要因を明らかにするため吸・排気管内の圧力測定を行った。図13に、V-R/L1仕様とSTD1仕様の $\varepsilon = 14$  ( $\alpha_0 = 0^\circ$ )、6900rpmにおける吸・排気管内圧力波形を、図14に、ピストンの変位を示す。V-R/L1仕様の排気管内圧力は、STD1仕様のそれと比較して、プローダウン後の負圧が大きく、バルブオーバラップ時のガス交換がスムーズに行なわれていることが予想される。

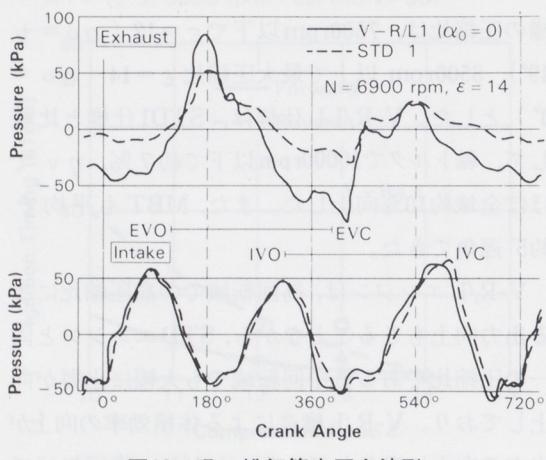


図13 吸・排気管内圧力波形

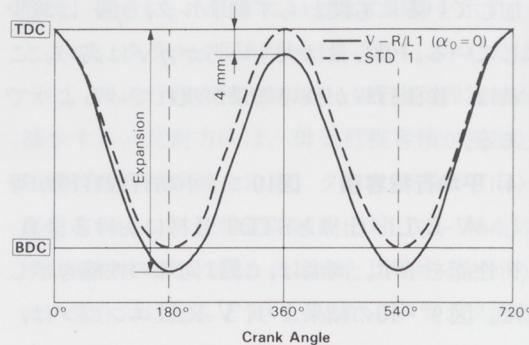


図14 ピストン変位

このことは、図13で明らかなように、V-R/L1仕様ではバルブオーバラップ時の上死点すきま容積がSTD1仕様と比較して大きいことと、膨張行程が長いことが体積効率の向上につながっているようである。

## 5. まとめ

以上述べたように、V-R/Lエンジンを試作し、評価した結果、以下のことがわかった。

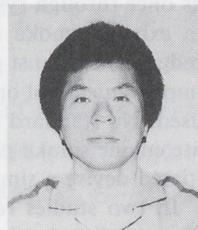
- (1)V-R/Lエンジンは、初期位相角 $\alpha_0 = 0^\circ$ の場合が、最も出力が高い。
- (2)平均行程容積を同一とした場合、偏心量 $\varepsilon$ は大きいほうが、性能は向上する。
- (3)STDエンジンと比較して、軸トルクではほぼ全域約7%向上した。これは、体積効率向上の結果であり、オーバラップ時の上死点すきま容積の拡大と、膨張行程の増大が影響しているようである。
- (4)点火時期は、平均で5°遅れ側となった。これは、バルブ逃げが不要になったためと考えられる。
- (5)本研究で採用した構造では、ロス馬力の増加が激しく高回転エンジンに使用するには、更に改良が必要である。
- (6)本研究では、V-R/LエンジンとSTDエンジンを主に同一吸入行程容積の状態で比較した

が、V-R/L エンジンの排気量の定義を、従来のエンジンとの比較において、どの様にするかは、今後の課題である。

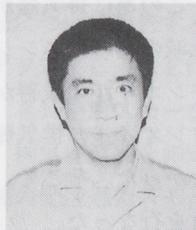
## 〔参考文献〕

- (1) K. Binder et. al. : Development of Pistons with Variable Compression Height for Increasing Efficiency and Power of Combustion Engines. MTZ 47 (1986)5, p.191-196
- (2) W.H.Adams et.al. : Analysis of the Combustion Process of a Spark Ignition Engine with a Variable Compression Ratio, SAE Paper 870610
- (3) 荒井孝之ほか：高出力と低燃費を両立する可変圧縮比エンジンの研究、自動車技術会学術演会前刷集 892 892100, p.65-68 (1989-10)
- (4) T.J.Rychter et.al.: VR/LE Engine with a Variable R/L During a Single Cycle, SAE Paper 850206

## ■著者■



梶原謙一



土田直樹