

汎用高膨張比エンジンの研究

－ 複リンク機構の理論と熱効率の向上 －

Research on Extended Expansion General-Purpose Engine

－ Theoretical Analysis of Multiple Linkage System and Improvement of Thermal Efficiency －

渡 辺 生*

Sei WATANABE

倉 田 真 秀*

Mashu KURATA

河 野 昌 平*

Shohei KONO

古 賀 響*

Hibiki KOGA

要 旨

汎用エンジンの熱効率向上を目的として、複リンク機構を用いた高膨張比エンジンの研究をおこなった。通常のクランク機構のコンロッドおよびクランクピンの間に四節リンクを構成し、その一端をクランク軸に対し 1/2 の回転数で駆動することにより、一回転毎のピストン行程を非等長とする。膨張行程長を圧縮行程長よりも長くすることで、高膨張比サイクル(アトキンソン・サイクル)を実現した。

圧縮比 8.5、膨張比 12.3 とした場合の熱効率向上効果を、理論熱効率および数値シミュレーションにより算出した。それによれば、従来型エンジンの図示熱効率 27.3% に対し、31.3% と 4.0 ポイントの熱効率向上が可能である。また、吸気弁早閉じ、遅閉じの無過給ミラーサイクルエンジンに対し、図示熱効率で 2.0 ポイントないし 2.7 ポイントの優位性があることを確認した。

本機構を用いた試験用の空冷単気筒エンジンを試作し、同出力クラスの従来型エンジンと熱効率を比較した。実測された図示熱効率は数値シミュレーション結果とほぼ一致し、同クラスの従来型エンジンに対して 4.1 ポイントの効率向上となった。

ABSTRACT

Research has been conducted on an extended expansion engine, using a multiple linkage system to increase the thermal efficiency of general-purpose engines. A four-jointed linkage was used between the connecting rod and the crank pin of a standard piston-crank system. The end of the linkage rotates at half the speed of the crankshaft, resulting in piston strokes unequal length in each revolution. The length of the expansion stroke is greater than that of the compression stroke, thereby providing an extended expansion cycle (Atkinson cycle).

Theoretical thermal efficiency and numerical simulations were used to determine the increase in thermal efficiency at a compression ratio of 8.5 and an expansion ratio of 12.3. The results show that this extended expansion increases indicated thermal efficiency 4.0% against a conventional engine, from 27.3 to 31.3%. In addition, the new design displayed increases of 2.0 and 2.7% in indicated thermal efficiency against naturally aspirated Miller cycle engines with early valve closure and late valve closure, respectively.

An air-cooled single-cylinder engine equipped with this mechanism was constructed and its thermal efficiency was compared in tests against a conventional engine in the same power class. The results of these tests matched the simulation results almost exactly, with the new engine displaying 4.1% higher thermal efficiency than in the conventional engine.

1. まえがき

地球温暖化の防止や、化石燃料節約の観点から、乗用車、二輪車のみならず作業機械の分野においても燃費向上への要求はさらに高まっている。一般に、これら作業機械に搭載される小型汎用エンジンは、空冷であること、中高負荷での

連続運転が多いこと、進展国では低オクタン価の燃料を使用される場合があること、などの理由から圧縮比の増加はノッキングの発生を招き、単純な圧縮比増加による効率向上には限界がある。

本研究では、より汎用エンジンに適した効率向上手法として、複リンク系を用いたピストン・クランク機構により、

圧縮比を変えずに膨張比のみを高める高膨張比エンジンを設計、試作して運転試験をおこなった。その機構の理論と概要、効率向上の効果予測および、運転試験結果について報告する。

2. 複リンク式高膨張比エンジン

2.1. 背景と歴史

複リンク式の内燃機関の歴史は古く、実用化された最古のものは1886年のJames Atkinsonによる第2号機関⁽¹⁾とされる。このエンジンは、巧みなリンク設計により圧縮行程よりも膨張行程を長く設定し、圧縮比よりも膨張比が大きい高膨張比サイクル(アトキンソンサイクル)を実現した。

その後、複リンク式の内燃機関としてはいくつかの研究報告がなされている⁽²⁾⁻⁽⁴⁾が、その多くは乗用車の主に軽負荷域での燃費向上を目的とした可変圧縮比エンジンで、高膨張比エンジンへの適用事例は少ない⁽⁵⁾。

他方、高膨張比エンジンとして実用化された例⁽⁶⁾⁻⁽⁸⁾として、1940年代にRalph Millerにより提唱されたミラーサイクルエンジンがある。高い幾何圧縮比(膨張比)をもつ従来型の内燃機関を用い、吸気弁の開閉時期により吸気量を抑制し、実圧縮比を幾何膨張比よりも下げることで複雑なリンク機構を不要としたが、実用エンジンにおいては、高負荷用途には過給システムが、幅広い回転数での性能確保には可変動弁機構等の付加デバイスが必要とされた。

なお、この手法による熱サイクルを広義の高膨張比サイクルとして、アトキンソンサイクルと称した例もあるが⁽⁹⁾、吸気・圧縮行程を含めた熱サイクルとしての両者は異なり、後述するようにその熱効率には差異があることから、本報では以降、吸気弁開閉時期に依拠した高膨張比サイクルをミラーサイクルと称し、アトキンソンサイクルとは区別して使用する。

2.2. 機構と原理

本研究の対象としたエンジンの主要諸元をTable 1、複リンク機構の概要をFig. 1に示す。諸元の設定にあたっては、リンクを含む全体のサイズ、シンプルな部品構成と、目標出力、効率向上効果を勘案し、各種リンクを机上で検討のうえ決定した。供試エンジンのクランク角度に対するピストン変位の関係をFig. 2に示す。サイクル前半の吸気・圧縮行程の行程長に対し、後半の膨張・排気行程は約1.5倍の行程長をもち、アトキンソンサイクルに基づく高膨張比サイクルを実現可能なことがわかる。

リンクを構成する主要寸法をFig. 3に示す。この複リンク系の状態量は、クランク角度を θ_c として次式によって表される。

$$x = l_4 \cos \phi_4 + l_2 \sin (\phi_1 + \alpha) + r_c \cos \theta_c \quad (1)$$

Table 1 Engine specifications

Engine type		Air-cooled 4 stroke OHC single-cylinder spark-ignition
Bore (mm)		64
Stroke (mm)	Intake and compression	42.1
	Expansion and exhaust	63.3
Displacement (cm ³)	Intake and compression	135
	Expansion and exhaust	204
Compression ratio		8.5
Expansion ratio		12.3
Fuel		Gasoline
Air-fuel ratio		12.5
Gross Maximum power (kW/rpm)		3.4 / 4000

$$l_4 \sin \phi_4 + \delta = l_2 \cos (\phi_1 + \alpha) + r_c \sin \theta_c \quad (2)$$

$$l_5 - r_c \cos \theta_c + r_p \sin (\theta_p + \gamma) = l_1 \cos \phi_1 + l_3 \cos \phi_3 \quad (3)$$

$$l_6 + r_p \cos (\theta_p + \gamma) + l_3 \sin \phi_3 = l_1 \sin \phi_1 + r_c \cos \theta_c \quad (4)$$

ここで、

$$\theta_p = \eta \theta_c + \gamma \quad (5)$$

を仮定すればリンク系の自由度は1となって、クランク角度に対するピストン位置は一意に定まり、リンク系としての動作が保証される。式(5)はクランク軸によるピボット軸の駆動を表し、ギヤによる1/2減速駆動では $\eta = -1/2$ を与える。これにより、クランク軸およびピボット軸間に $\theta_c = 720^\circ$ を周期とする位相差が付与され、ピストン動作に各行程毎の行程長差が生じる。

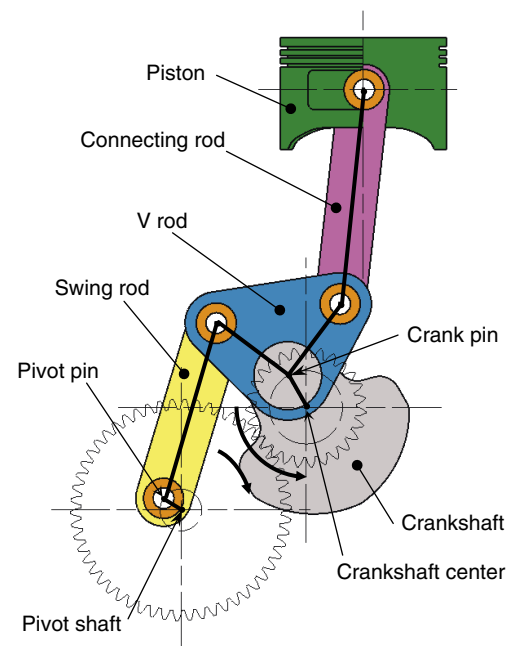


Fig. 1 Configuration of multi-link system

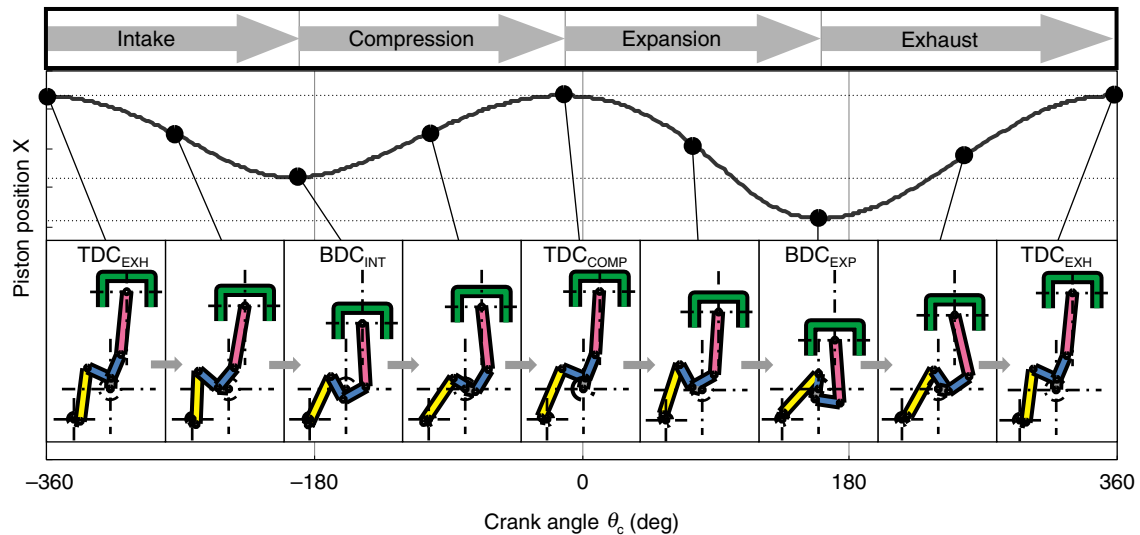


Fig. 2 Piston movement through one cycle

また初期位相差 γ は各行程の上下死点位置に関する (Fig. 4)。適切な γ を与えることで圧縮上死点と吸排気上死点のピストン位置を同じとし、吸気・圧縮行程長よりも膨張・排気行程長が長く、圧縮比 $\varepsilon_{\text{COMP}}$ よりも膨張比 ε_{EXP} が大きい高膨張比サイクルを得ることができる。

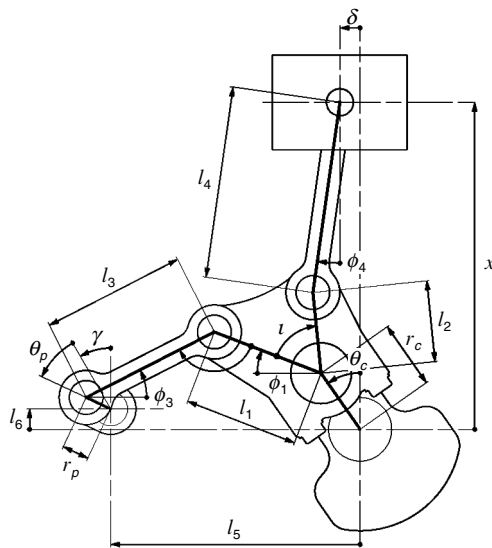


Fig. 3 Characteristic dimensions of linkage system

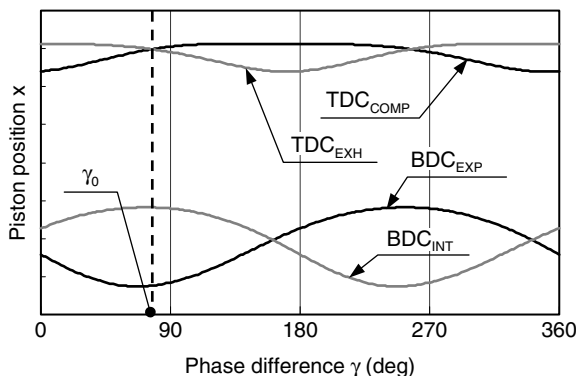


Fig. 4 Relationship between phase difference and each dead center

3. 性能予測

高膨張比サイクルによって得られる熱効率の向上効果を以下の手法により予測した。

3.1. 理論熱効率

一般的なOttoサイクルの理論熱効率は式(6)で表される。

$$\eta_{\text{th}} = 1 - \frac{1}{\varepsilon_c^{\kappa-1}} \quad (6)$$

ε_c : 圧縮比 (= 膨張比)

κ : 比熱比 (= C_p/C_v)

これを、圧縮行程に定圧区間をもつ高膨張比サイクルに拡張した場合の理論熱効率は、式(7)となる (Fig. 5)。

$$\eta_{\text{th}} = 1 - \frac{1}{\varepsilon_e^{\kappa-1}} - \left\{ \frac{\varepsilon_e}{\varepsilon_c} (\kappa - 1) - \kappa + \left(\frac{\varepsilon_c}{\varepsilon_e} \right)^{\kappa-1} \right\} \frac{C_v T_0}{Q_{\text{in}}} \quad (7)$$

ε_e : 膨張比 ($> \varepsilon_c$)

C_v : 等容比熱

T_0 : 圧縮開始温度

Q_{in} : 等容加熱量

一般的な汎用エンジンの圧縮比8.5を基準として、圧縮比を固定し、膨張比のみを上げた場合の理論熱効率をFig. 6に示す。供試エンジンによる膨張比の増加は、約1割以上の熱効率向上のポテンシャルを有することがわかる。

3.2. 数値シミュレーション

上述の理論サイクルは、吸排気に伴うポンピングロス、膨張・圧縮行程におけるシリンダからの熱損失等を考慮しておらず、現実の熱サイクルとは異なる。高膨張比サイクルによる効率向上効果をさらに精度良く見積もるため、準一次元流れによる吸排気流動と、0次元容器による筒内燃焼、お

よびシリンダ壁への熱伝達を考慮した数値計算モデルにより、熱サイクルシミュレーション⁽¹⁰⁾をおこなった。計算にあたっては既存の自社作成ソフトウェアを機能拡張し、複リンク式高膨張比エンジンの動作に基づき、各行程毎の物理量を算出可能とした。

比較対象とした従来型エンジンの諸元および運転条件を Table 2 に示す。TYPE A は供試エンジンと同一の吸気行程容積を有する従来型エンジン、TYPE B は計算上供試エンジンと同等の全開出力を有する従来型エンジンである。

燃焼に伴う熱発生には実測結果に基づく質量燃焼割合の時刻歴を Wiebe 関数⁽¹¹⁾で近似して適用し、従来型および供試エンジンの双方で、圧縮上死点を基準として同様の熱発生が生じるものと仮定した。サイクルに供給する総熱量は、供試エンジンの全負荷時の燃料消費量から算出した値を用い、すべての仕様で同一である。熱損失の算出には、Woschini らの定式化⁽¹²⁾による熱伝達率を用い、シリンダ壁温等の境界条件は同一とした。また、空燃比、燃焼効率、弁開閉時期等の運転条件を合わせた。さらにスロットルによる絞り損失差を除外するため、吸気部の圧力損失はバタフ

Table 2 Comparison with conventional engine specifications

	Extended expansion	Conventional	
		TYPE A	TYPE B
Bore x stroke (mm)	64x42.1 / 63.3	64x42.1	64x47
Compression ratio	8.5	8.5	
Expansion ratio	12.3	8.5	
Engine revolutions (rpm)		3060	
Air fuel ratio		12.5	
Supplied heat (J/cycle)		456	
Combustion efficiency		0.725	

Table 3 Calculated work and loss of each stroke

		Extended expansion	Conventional	
			TYPE A	TYPE B
Work or loss of each stroke (J/stroke)	Intake	-3.2	-3.9	-5.3
	Compression	-31.4	-32.9	-31.8
	Expansion	178.5	163.3	162.4
	Exhaust	-1.1	-0.7	-0.8
Heat loss from cylinder wall (J/cycle)		91.3	82.1	84.9
Indicated efficiency (net)		31.3%	27.6%	27.3%

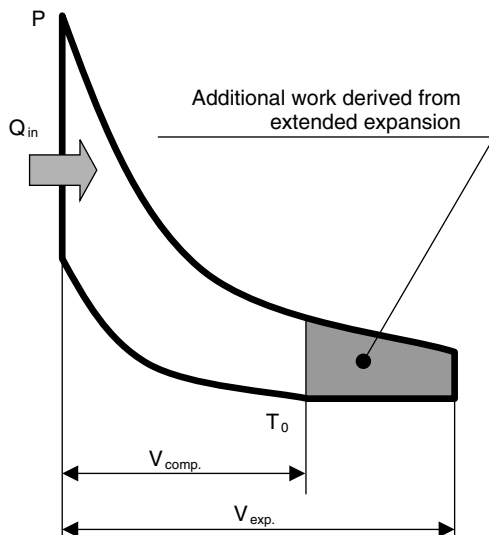


Fig. 5 Extended expansion thermal cycle

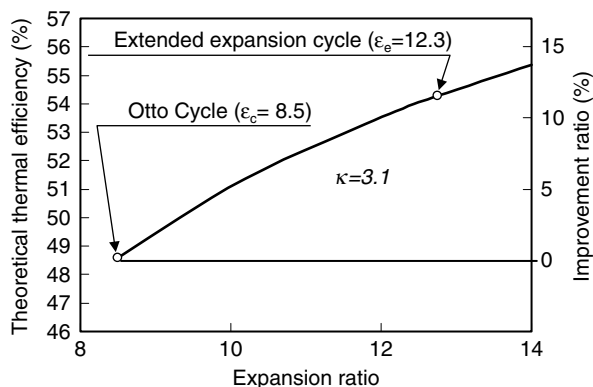


Fig. 6 Theoretical efficiency of extended expansion cycle

ライ弁全開時相当の同等値とした。

各仕様に対する計算結果を以下に示す。供試エンジンおよび TYPE A の PV 線図 (Fig. 7) を比較すると、供試エンジンでは、延伸された膨張行程間のシリンダ内圧力により、膨張端部に超過膨張仕事が付加されることがわかる。また、最大シリンダ内圧力に若干の増加がみられるが、これは圧縮上死点近傍における供試エンジンのピストン速度が、従来型に比べ遅いことによる。

効率向上の内訳をみるため、行程毎の図示仕事率およびシリンダからの熱損失の積算値を Table 3 に、投入燃料熱

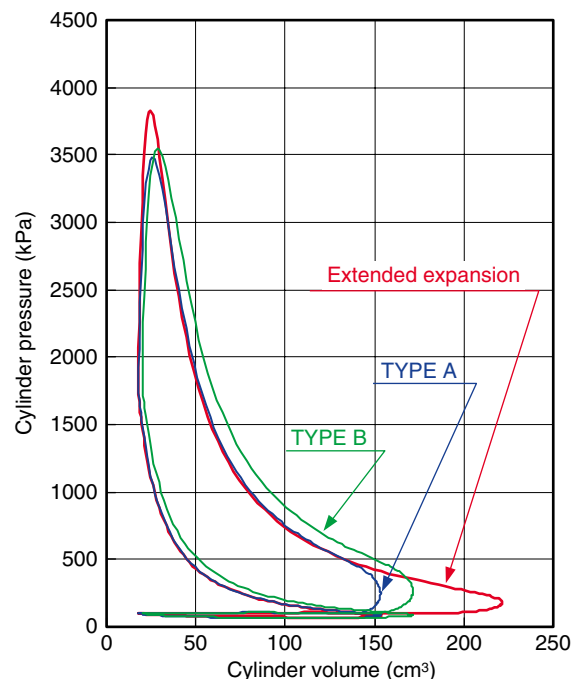


Fig. 7 Calculated P-V diagrams

量に対するエンジンの熱収支を Fig. 8 に示す。なお、以降の図示出力値は、すべて吸排気行程を含む図示出力(net)値を用いるものとする。

上記結果より以下のことがわかる。

供試エンジンは、TYPE A, B に対し

- (1) 膨張行程長が長くなるため、シリンダからの熱損失は増加する。
- (2) 排気行程長が長くなるため、排気ポンプ損失が増加するが絶対値は小さい。
- (3) 超過膨張仕事の増加により、排気熱損失は減少する。

これにより、供試エンジンの図示熱効率は 31.3% となり、トータルで TYPE A の 27.6% に対し 3.7 ポイント、TYPE B の 27.3% に対し 4.0 ポイント向上する。以上より、吸排気行程およびシリンダからの熱損失を含む、より現実に近い熱サイクルにおいても、本エンジンによる高膨張比サイクルによって、熱効率改善が可能であることが確かめられた。

3.3. 無過給ミラーサイクルとの比較

先にも述べたとおり、現在実用化されている高膨張比エンジンは、吸気弁の開時期を変化させて吸入混合気量を絞り、幾何圧縮比を高めた燃焼室と組み合わせることで膨張比を高めるミラーサイクル方式が主流である。ここでは、上述の数値シミュレーションを用いて、吸気弁早閉じおよび吸気弁遅閉じの単気筒無過給ミラーサイクルと、供試エンジンによるアトキンソンサイクルの図示効率を比較する。計算に用いたミラーサイクルエンジンの諸元を Table 4 に示す。

比較に用いるミラーサイクルエンジンの行程容積は、供試エンジンの膨張行程容積と同一とする。また幾何圧縮比を供試エンジンの膨張比と合わせることで、双方の膨張諸

Table 4 Comparison with Miller cycle engine specifications

	Extended expansion	Miller cycle	
		TYPE C	TYPE D
Bore x stroke (mm)	64x42.1 /63.3	64x63.3	
Combustion chamber volume (cm³)	18		
Geometrical compression	8.5	12.3	
Expansion ratio	12.3	12.3	
Intake valve close	STD	51deg early closure	78.5deg late closure
Engine revolution (rpm)	3060		
Air fuel ratio	12.5		
Supplied heat (J/cycle)	456		
Combustion efficiency	0.725		

Table 5 Calculated work and loss of each stroke

		Extended expansion	Miller cycle	
			TYPE C	TYPE D
Work or loss of each stroke (J/stroke)	Intake	-3.2	-8.1	-7.8
	Compression	-31.4	-36.5	-37.9
	Expansion	178.5	179.2	177.1
	Exhaust	-1.1	-1.2	-1.2
Heat loss from cylinder wall (J/cycle)		91.3	94.6	95.8
Indicated efficiency (net)		31.3%	29.3%	28.6%

元を同一とした。吸気弁早閉じのミラーサイクル(TYPE C)においては、スロットルを全開、吸気弁の開時期を固定したまま開弁期間およびリフト量を比例的に小さくした。また、吸気弁遅閉じのミラーサイクル(TYPE D)においては、スロットルを全開、吸気弁の開時期および最大リフト量を固定したまま、最大リフト時の開弁期間を延伸し、供試エンジンと同じ吸入混合気量、すなわち同じ供給熱量のもとでの運転で比較した(Fig. 9)。

各仕様に対し、シミュレーションによって得られた行程毎の図示仕事率、シリンダからの熱損失および図示熱効率の計算結果を Table 5 に示す。膨張行程仕事はすべての仕様で、先の従来エンジンを大きく上回り、高膨張比化の効果が現れている。しかし、吸気・圧縮行程では、供試エンジン

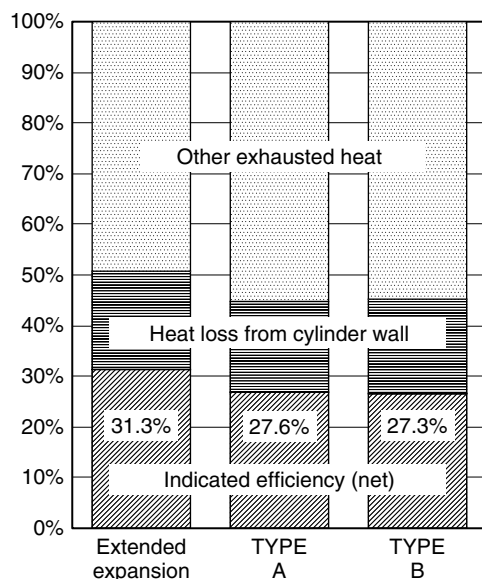


Fig. 8 Heat balance diagram

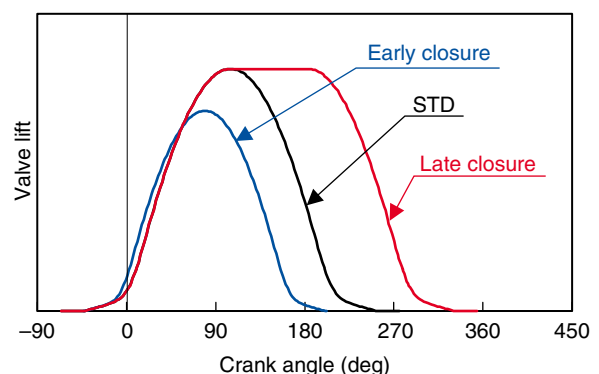


Fig. 9 Inlet valve lift curve

- に対し TYPE C, D ともに損失が大きい。これは、
- (1) TYPE C, D エンジンでは、吸気・圧縮行程長が長い。
 - (2) 現実的なバルブリフト曲線では、開閉時期付近の低リフト区間で吸気弁による絞り損失が生じる。
 - (3) このため、早閉じ (TYPE C) においては、吸気期間中のポンプ損失が増加する。
 - (4) 同様に、遅閉じ (TYPE D) においては、吸気吹き戻しによるポンプ損失が圧縮行程に発生する。

単気筒無過給ミラーサイクルは、従来型エンジンに対し 1.0 から 1.7 ポイントの図示効率の向上をもたらすが、供試エンジンの効率向上はさらにそれを上回る。以上から、本機構によって実現される理想的な高膨張比サイクル (アトキンソンサイクル) のアドバンテージが、数値シミュレーション上で確認された。

4. 試験結果

上記の検討結果を踏まえ、リンク機構の動作実証、実運転時の性能把握を目的として、複リンク機構を用いた汎用高膨張比エンジンの試作をおこなった。以下にその試験結果を述べる。

4.1. 効果予測の検証

試作エンジンのシリンダヘッドに装着した水冷式ピエゾ型圧力センサにより、運転時の筒内圧力を測定し行程仕事を算出した。Fig. 10 に全負荷時の PV 線図を、先の数値シミュレーション結果と比較して示す。最大筒内圧は実験結果がやや低い値を示し、圧縮・膨張行程での圧力変化にも若干

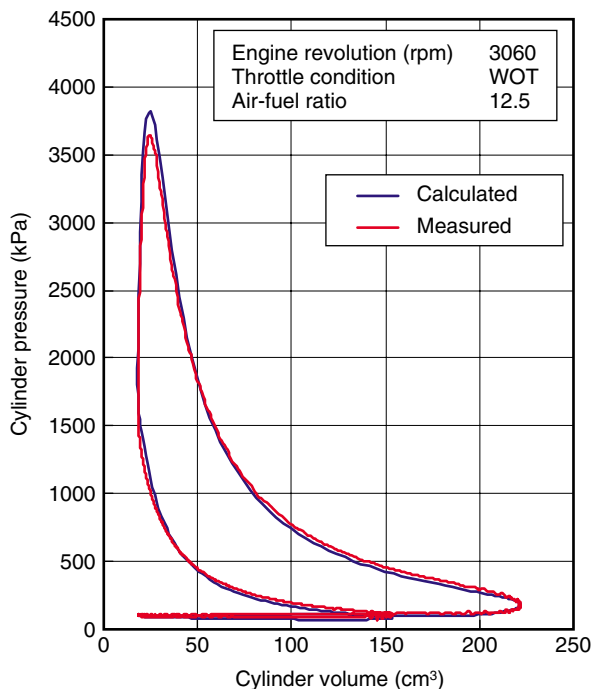


Fig. 10 Measured and calculated P-V diagrams

Table 6 Comparison of calculated and measured work

Work or loss of each stroke (J/stroke)		Calculated	Measured
	Intake	-3.2	-1.9
	Compression	-31.4	-32.7
	Expansion	178.5	179.0
Indicated efficiency (net)		31.3%	31.2%

Table 7 Test engine specifications

	Extended expansion	Baseline Otto cycle
Bore x stroke (mm)	64x42.1 / 63.3	68x45
Compression ratio	8.5	8.5
Expansion ratio	12.3	
Ignition timing (deg BTDC)	24	25
(MBT on WOT)		
Air fuel ratio	12.5	
Gross maximum power (kW/rpm)	3.2/3060	

の差異が認められる。要因として、前者については計算に用いた熱発生モデルに、後者については熱損失モデルに精度向上の余地があると判断される。ただし、PV線図より算出した図示仕事率および図示熱効率はよく一致しており (Table 6)、先述の性能予測手法の妥当性を確認できた。

4.2. 効率向上の検証

本試験結果を同クラスの従来型エンジンと比較し、熱効率の向上効果を検証した。比較用エンジンとしては、ほぼ同等の全開出力を有する空冷、単気筒の自社製汎用エンジンを選択した。その諸元を Table 7 に示す。

同一回転数における負荷毎の図示効率を比較し、Fig. 11 に示す。すべての負荷域で効率向上がみられるが、その効果はより高負荷側で大きい。全負荷時では、比較用エンジンに

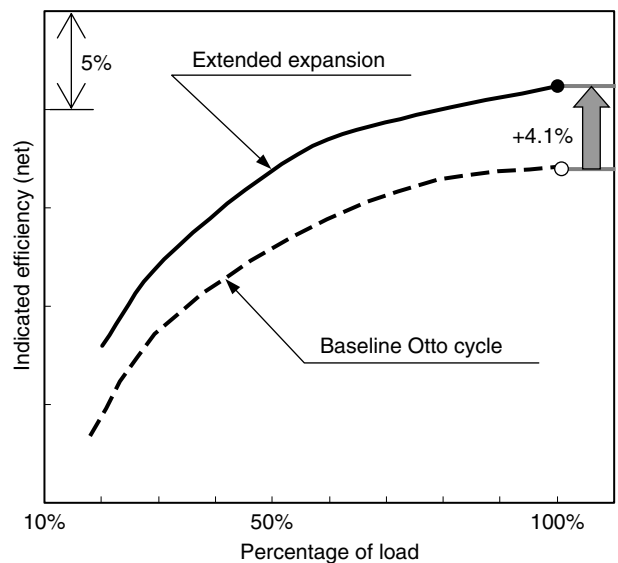


Fig. 11 Improvement of indicated efficiency (net)

対し図示効率で 4.1 ポイントの向上となり、これは従来型エンジンに対し約 15%の燃費向上に相当する。以上より、中高負荷域での効率向上が求められる汎用エンジンにおいて、本技術の適用効果が実機運転により確認できた。

5. まとめ

汎用エンジンの効率向上を目的として、複リンクを用いた高膨張比エンジンの研究をおこない、以下の結果を得た。

- (1) 数値シミュレーションによれば、圧縮比8.5、膨張比12.3の高膨張比エンジンは、同一吸気量の従来型エンジンに対し 3.7 ポイント、同等出力の従来型エンジンに対し 4.0 ポイントの図示熱効率向上効果がある。
- (2) 同エンジンは同等の膨張諸元をもつ吸気弁早閉じ、遅閉じの無過給ミラーサイクルエンジンに対し、図示熱効率で各々 2.0、2.7 ポイントの優位性がある。
- (3) 試験用空冷単気筒エンジンでの運転により、上記シミュレーションとほぼ一致する図示熱効率を得た。実測された図示熱効率は、同クラスの従来型汎用エンジンに対し 4.1 ポイント向上し、これは約 15%の燃費向上に相当する。

参考文献

- (1) Atkinson, J.: US-PAT No.336, 505(1886)
- (2) Pouliot, H.N., et al.: A Variable-Displacement Spark-Ignition Engine, SAE Paper 770114(1977)
- (3) Bollig, V.C., et al.: Kurbeltrieb fuer variable Verdichtung, MTZ 58, p.706-711(1997)
- (4) Moteki, K., et al.: A Study of a Variable Compression Ratio System with a Multi-Link Mechanism, SAE Paper 2003-01-0921
- (5) Kentfield, J.A.C.: A Simple Variable Expansion-Ratio, Spark Ignition, Four-Stroke, Engine, SAE Paper 932874 (1993)
- (6) Goto, T., et al.: Development of V6 Miller Cycle Gasoline Engine, SAE Paper 940198(1994)
- (7) 張福栄ほか：発電機用ガスエンジンにおけるミラーサイクルの効果，自動車技術会論文集，Vol27, No.1, p.79-83(1996)
- (8) Muta, K., et al.: Development of New-Generation Hybrid System THS II — Drastic Improvement of Power Performance and Fuel Economy, SAE Paper 2004-01-0064
- (9) Mallikarjuna, J.M., et al.: Theoretical and Experimental Investigations of Extended Expansion Concept for SI Engines, SAE Paper 2002-01-1740
- (10) 自動車技術会：自動車技術ハンドブック第1分冊基礎・理論編，p.68-70(2004)
- (11) Miyamoto, N., et al.: Description and Analysis of Diesel Engine Rate of Combustion and Performance Using Wiebe's Functions, SAE Paper 850107(1985)
- (12) Woschini, G., et al.: Experimental Investigation of the Instantaneous Heat Transfer in the Cylinder of a High Speed Diesel Engine, SAE Paper 790833(1979)

■著 者■



渡辺 生



河野 昌平



倉田 真秀



古賀 馨