

汎用高膨張比エンジンの研究 第二報

－熱発生と正味性能－

Research on Extended Expansion General-Purpose Engine (Part 2)
－ Heat Release and Brake Performance －

古 賀 響*
Hibiki KOGA

渡 辺 生*
Sei WATANABE

要 旨

複リンク機構を用いた汎用高膨張比エンジンの燃焼および効率について、リンク系部品を除き同じ構成部品からなる従来型エンジンと比較した。

供試エンジンの図示熱効率は、従来型エンジンの 29.6% に対し、33.2%に向上する。圧縮上死点付近のピストン速度は従来型に比較して遅く、その質量燃焼割合の変化は燃焼期間中の燃焼室容積に対するシリンダ容積比の変化に依存することがわかった。このため、クランク角度基準でみた最適点火時期の負荷に対する変化は、従来型エンジンよりも小さい。点火時期固定による運転で比較した結果、供試エンジンの汎用 EPA モードにおける正味熱効率は、従来型の 20.1% に対し約 13% 向上し 22.7% となった。

ABSTRACT

The combustion and efficiency of an extended expansion general-purpose engine employing a multiple linkage system was compared to that of a conventional engine consisting of the same component parts with the exception of the linkage system.

The results show that this extended expansion increases indicated thermal efficiency from 29.6% to 33.2%. In addition, as the piston speed near the compression top dead center of this engine is slow, mass fraction burned depends upon the change in the cylinder volume with respect to the capacity of the combustion chamber during the combustion period. The change of the minimum spark advance for best torque (MBT) timing relative to load is smaller than that of the conventional engine. Brake thermal efficiency of the test engine was increased by approximately 13%, from 20.1% for the conventional engine to 22.7%, under the EPA mode with fixed ignition timing operation.

1. まえがき

地球温暖化や化石燃料の枯渇への懸念が高まる中、最近時の原油価格の高騰による燃料費増加も重なり、汎用エンジンを搭載した作業機械の分野においても、熱効率向上への要求はますます大きくなっている。筆者らは先報⁽¹⁾において、Fig. 1のような、複リンク系を用いたピストン・クランク機構を用いてアトキンソンサイクルを実現する高膨張比エンジンについて、その機構の概要と理論を報告した。そして、実際にエンジンを試作し、その図示熱効率を同出力クラスの量産エンジンと比較した。しかし、比較対象とした量産エンジンは、供試エンジンとはボア、プラグおよびバルブ配置が大きく異なり、その図示熱効率の差異には高膨張比化の効果以外に、上記因子による違いを含んでいた。また、動弁機構も大きく異なることから、機械損失にも差異があると考えられ、正味性能の比較評価には至らなかった。

*汎用開発センター

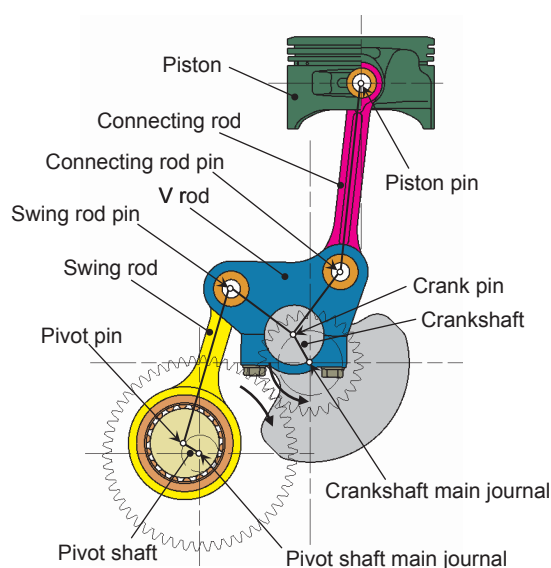


Fig. 1 Configuration of multi-link system

本報告では、供試エンジンと同様の構造および燃焼室形状を有する従来型エンジンを試作し、ほぼ同等とみなせる条件のもとで従来型およびリンク式高膨張比エンジンの性能比較を行い、高膨張比化による図示熱効率の向上効果を検証した。また供試エンジンの正味性能についても報告する。

2. 試験手法

2.1. 供試エンジン諸元

先報の複リンク式高膨張比エンジンの外観を Fig. 2 に、その主要諸元と、今回比較用に試作した従来タイプのエンジンの諸元を Table 1 に示す。

比較にあたり、従来型エンジンを高膨張比化した場合を想定し、両エンジンがほぼ同等の全開出力を有するよう、従来型エンジンの行程容積を設定した。

両エンジンのボア、燃焼室形状は同一とし、圧縮比を合

Table 1 Engine specifications

		Extended expansion	Conventional
Engine type		Air-cooled 4 stroke OHC single-cylinder spark-ignition	
Bore (mm)		64	64
Stroke (mm)	Intake and compression	42.1	51.0
	Expansion and exhaust	63.3	
Displacement (cm ³)	Intake and compression	135	164
	Expansion and exhaust	204	
Combustion chamber volume (cm ³)		18.1	21.9
Compression ratio		8.5	8.5
Expansion ratio		12.3	
Fuel		Gasoline	
Air-fuel ratio		12.5	

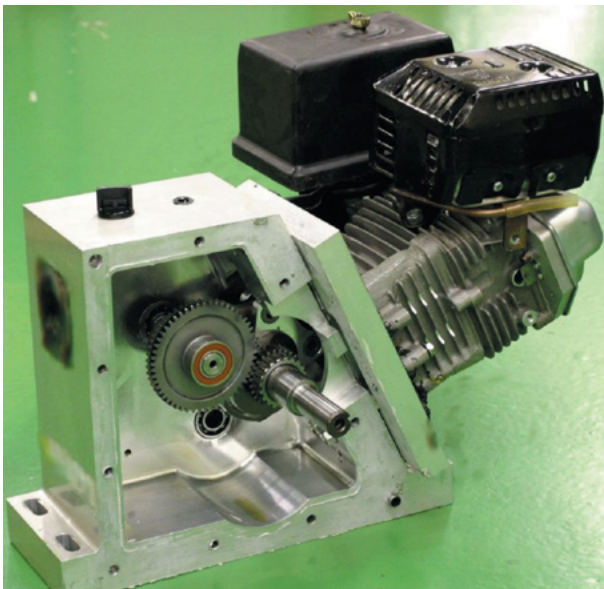


Fig. 2 External view of test engine

わせるための燃焼室容積の調整は、シリンダ下部へのシム挿入で行った。シリンダヘッド・プラグ・給排気バルブおよび動弁機構・ピストンおよびシリンダブロック等の構造部品、ならびにエアクリーナ、気化器、マフラといった吸排気系の補機部品は、すべて同一部品を使用している。

また、本高膨張比エンジンは複リンク式であるため、ピストン上下死点間のクランク角度が正確に 180° とはならない (Fig. 3)。そのため排気弁開と吸気弁閉時期は Fig. 4 に示すように、各々のピストン下死点時のクランク角度を基準として、給排気とも同一の $\Delta\theta$ となるように設定した。

2.2. 高膨張比エンジンの平均有効圧

行程容積の異なるエンジン間で性能を比較する場合、平均有効圧を用いるのが一般的である。しかし一般的な平均有効圧は、以下の式(1)、(2)で表されるように、全行程容積が等しい前提で定義される。

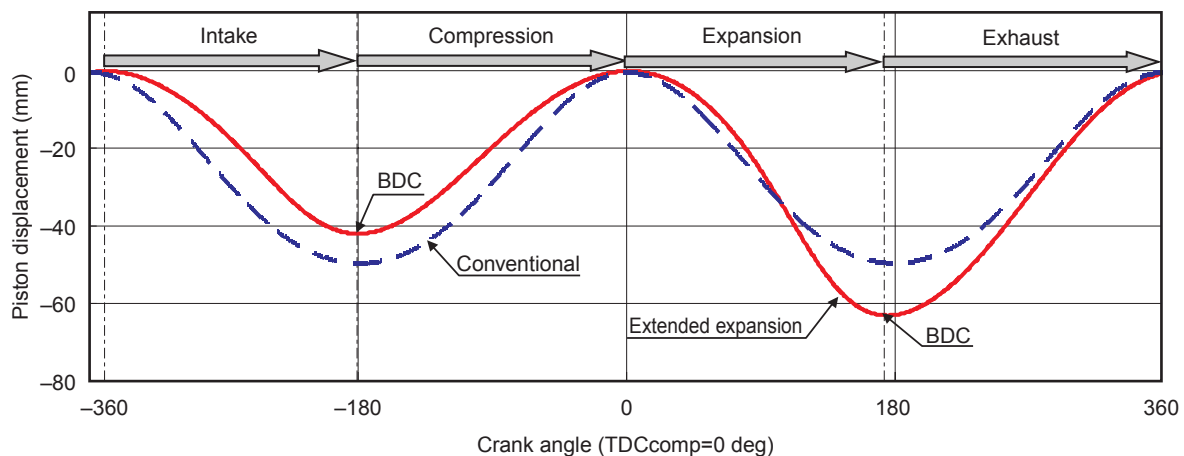


Fig. 3 Piston displacement of test engine

$$IMEP_{net} = \frac{W_i}{V_d} \quad (1)$$

$$BMEP = \frac{W_e}{V_d} \quad (2)$$

ここで W_i は図示仕事, W_e は正味仕事, V_d は行程容積を表す。

本報では, 行程毎の行程容積が異なるエンジンを比較するため, 図示平均有効圧(IMEP_{net})および正味平均有効圧(BMEP)を以下のように定義した。

$$IMEP_{net} = \frac{W_i}{\int p dV} \quad (3)$$

$$BMEP = \frac{W_e}{\int p dV} \quad (4)$$

式(3)において, 図示仕事 W_i は本高膨張比サイクルにおいても通常と同じく^{(2), (3)}, 以下のように PV 線図の面積から求められる(Fig. 5)。

$$W_i = \int p dV \quad (5)$$

ここでの W_i は Fig. 5 にあるように, ポンプ損失を含んだ図示仕事を表す。

2.3. 試験条件

以下の試験は汎用エンジンの代表的な運転モードとして規定される, EPA排気エミッション規制⁽⁴⁾の運転モードに準拠して行った。本運転モードは Fig. 6 の各円の中心に指定される, 回転数, 負荷別の6つのテストサイクルからなる。定格回転数の85%として定められるエンジンの運転回転数3060 rpmにおいて, 出力, 燃料流量, 筒内圧を比較した。筒内圧はシリンダヘッドに装着したピエゾ型圧力センサ(Kistler 社製 6041A)により計測し行程仕事を算出した。各テストモードの結果を Fig. 6 の円の大きさで表される重み係数により, 加重平均してモード熱効率を算出した。

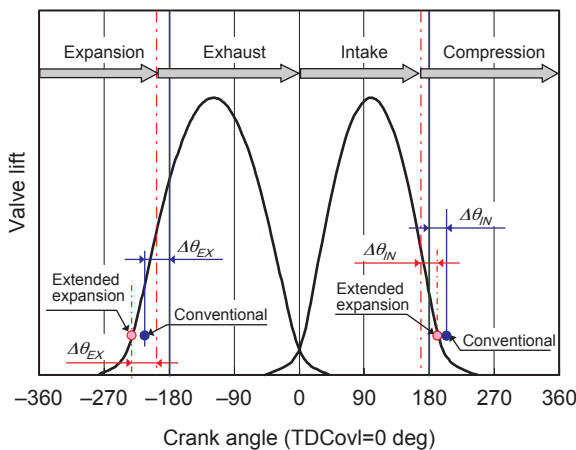


Fig. 4 Valve lift curve

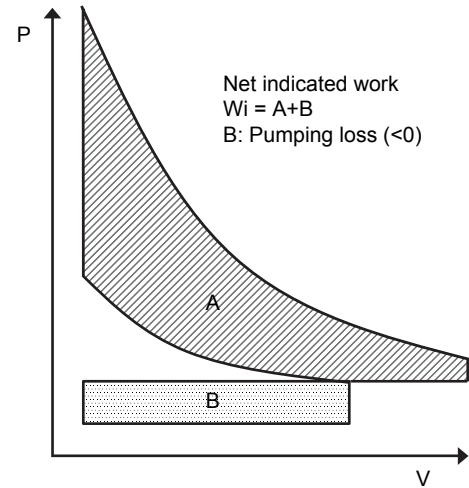


Fig. 5 Definition of net indicated work

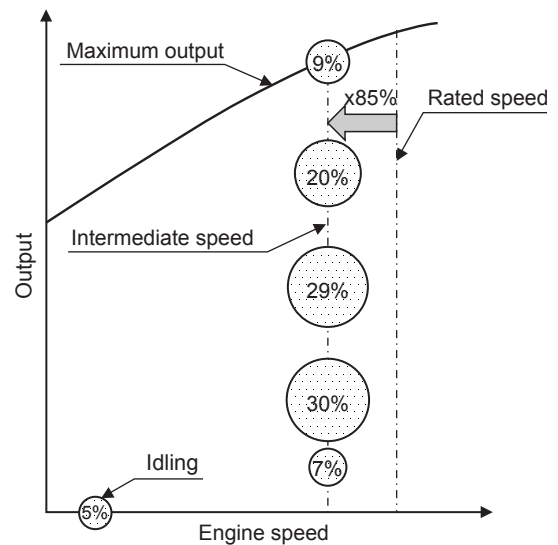


Fig. 6 Weighting factor of test cycle (subpart E of 40 CFR part 90)

3. 試験結果

3.1. 図示熱効率の向上

高膨張比化による図示熱効率の向上効果を検証するため, スロットル弁全開運転時における供試エンジンと従来型エンジンの各行程毎の図示仕事および損失を比較した。上記の合計である1サイクル間の仕事量, 燃料消費量から求めた1サイクル間の供給熱量および図示熱効率とあわせ Table 2 に示す。

両者の仕事量の合計はほぼ同じであるが, 供試エンジンへの供給熱量は小さく, 少ない燃料から等しい図示仕事を取り出していることがわかる。供試エンジンの図示熱効率は33.2%であり, 従来型の29.6%に対し3.6ポイントの向上となった。これは従来型に対し約12%の改善に相当する。

サイクル内での損失に注目すると, 供試エンジンの排気時の損失は従来型に比べ1.6 J増加するものの, 吸気および圧縮行程での損失は, 従来型を9.1 J下回る。これは, 以下

Table 2 Measured work and loss of each cycle

		Extended expansion	Conventional
Work or loss of each stroke (J/stroke)	Intake	-1.2	-3.6
	Compression	-34.5	-41.2
	Expansion	186.3	190.4
	Exhaust	-4.5	-2.9
Total work (J/cycle)		146.1	142.7
Supplied Heat (J/cycle)		439.5	481.8
Indicated efficiency (net)		33.2%	29.6%

の理由によるものと考えられる。供試エンジンの膨張行程は従来型に比べ長く、排気時の損失は増大するものの、膨張比が高いために排気圧力は低く、損失の増加は少ない。他方、供試エンジンの吸気・圧縮行程長は短いため両行程での損失は大きく減少する。このように供試エンジンの損失の合計は従来型を下回る結果となった。

各負荷に対する吸排気行程での損失を評価するため、両者のポンプ損失をポンピング平均有効圧力(PMEP)で比較し、Fig. 7 に示す。供試エンジンの PMEP は、全負荷域にわたって減少しており、スロットル弁による絞り損失の発生する軽負荷域においても、高膨張比化による損失低減効果のあることが示された。

3.2. 複リンク式エンジンの燃焼特性

レシプロエンジンのピストン速度と、等容度など燃焼特性の関係については、いくつかの報告がある⁽⁵⁾⁻⁽⁷⁾。

筆者らは先報で、複リンク式高膨張比エンジンと従来型エンジンのシリンダ内圧力を数値シミュレーションによって比較し、複リンク式エンジンの最大筒内圧(Pmax)が、従来型よりも大きくなると予測し、この理由について上死点付近のピストン速度変化によるものと述べた⁽¹⁾。Fig. 8は、複リンク式エンジンと従来型エンジンの、圧縮上死点近傍

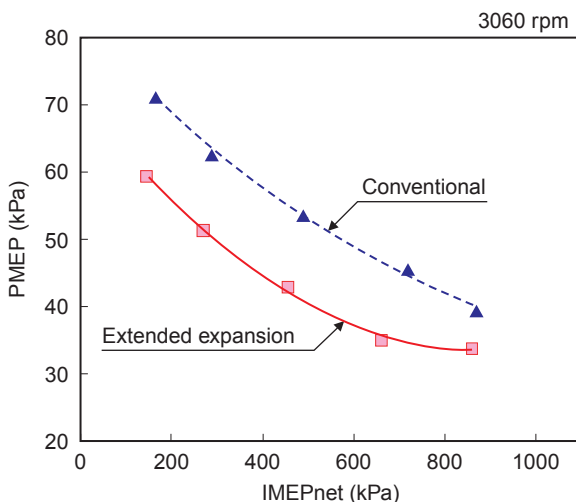


Fig. 7 Pumping mean effective pressure

におけるシリンダ内容積変化を比較したもので、横軸にクランク角度、縦軸には燃焼室容積に対するシリンダ容積の比(以下、容積比)を示す。複リンク式エンジンの容積変化は緩慢で、クランク角度に対し同一の熱発生を仮定すれば、Pmaxは大きな値をとることが予想される。Fig. 9に最適点火時期(MBT)の全開運転で実測された筒内圧力の変化を示す。予想に反し、複リンク式エンジンの Pmax は従来型エンジンよりも低い値となった。

この相違をみるため、クランク角度に対する両者の質量燃焼割合を比較すると(Fig. 10)、複リンク式エンジンは従来型に対し質量燃焼割合で10%以後の燃焼が遅く、主燃焼期間(10-90% MFB)は8°長くなり、両者の熱発生は大きく異なる。一方、同じ期間における両者の質量燃焼割合を先述の容積比に対する変化で比較すると(Fig. 11)、主燃焼期間の大部分でその傾向が一致する。

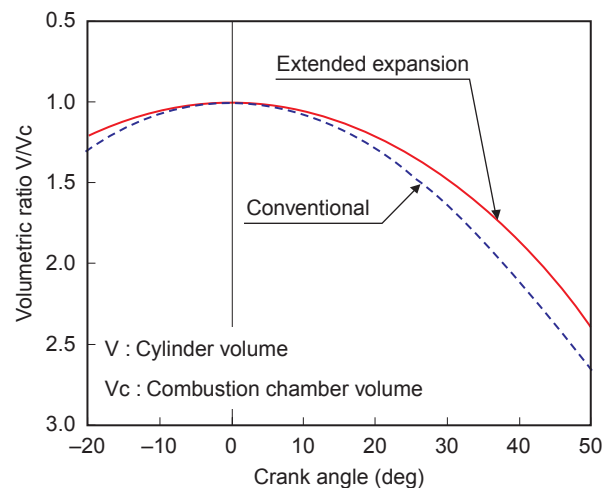


Fig. 8 Volumetric change during combustion

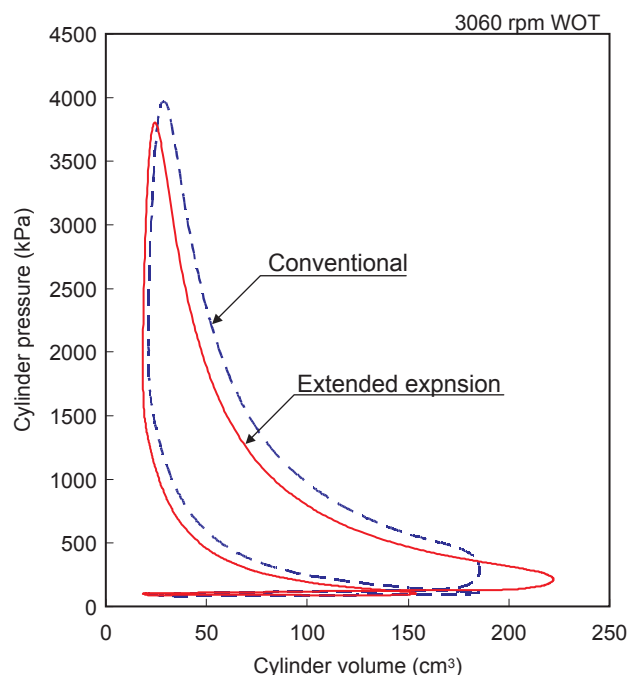


Fig. 9 Measured P-V diagram

以上より、先報の数値シミュレーションにおける、クランク角度に対し同一の熱発生という仮定はあてはまらず、実際の熱発生においては上述の容積比に対する依存度が高いと判断できる。

3.3. 点火時期特性

熱発生がクランク角よりも容積比に支配されるということは、クランク角基準である点火時期特性も従来型エンジンと異なることを意味する。Fig. 12は最適点火時期(MBT)を基準とし点火時期を変化させた場合の全開出力を比較したものである。これによれば、複リンク式エンジンでは、点火時期を変えた場合の出力変化が従来型に対して小さい。

さらに、負荷を変えた場合の点火時期特性の変化について結果を示す。Fig. 13は、横軸に負荷率を、縦軸に各負荷での MBT を全開時 MBT からの差異で示したものである。一般的に軽負荷での運転は燃焼期間が長くなるため MBT は進角し、全開時 MBT に対する差異は軽負荷ほど大きくなる。しかしここに見られるように、従来エンジンに比べ、複リンク式エンジンではこの傾向が小さい。

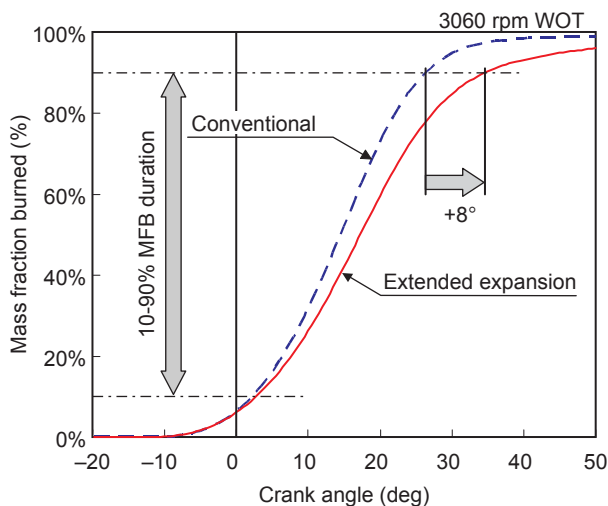


Fig. 10 MFB versus crank angle

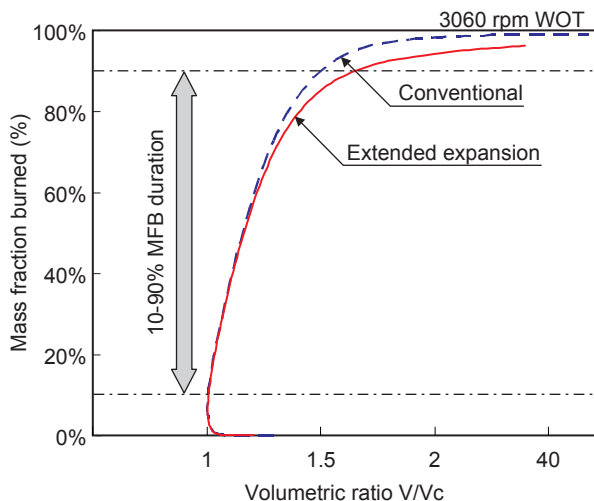


Fig. 11 MFB versus volumetric change

軽負荷での MBT が全開時と大きく変わらないということは、一般に点火装置の簡略化のため点火時期制御装置をもたない汎用エンジンにおいて、軽負荷での熱効率向上が期待される。そこで、汎用 EPA モード (Fig. 6) の中で重み係数が30%と最も大きい、25%負荷での図示熱効率を比較した (Fig. 14)。各負荷を全開時の MBT に固定して運転し

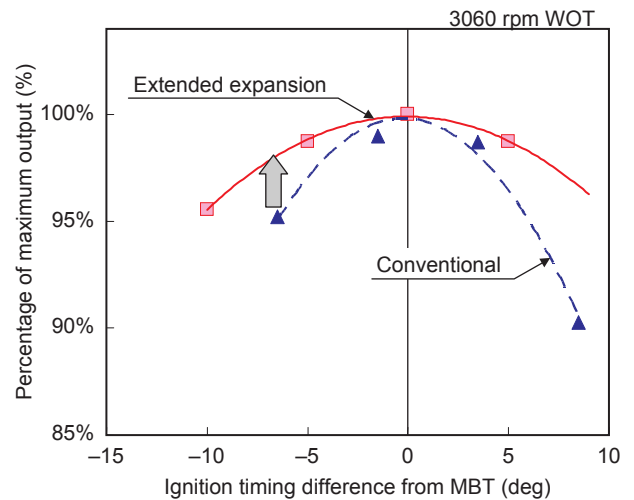


Fig. 12 Ignition timing characteristic at WOT

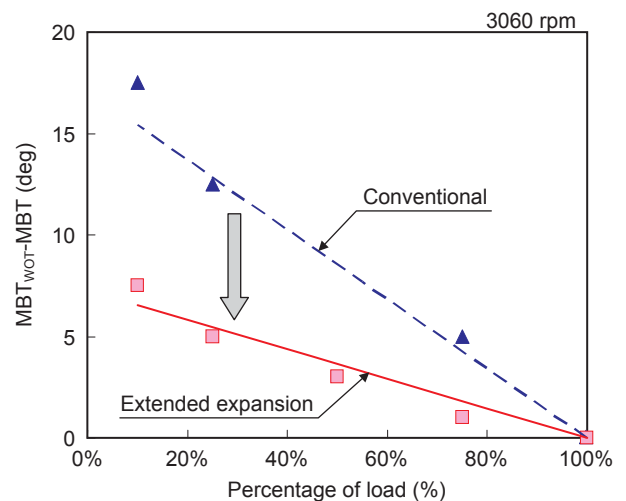


Fig. 13 MBT difference from MBT_{WOT}

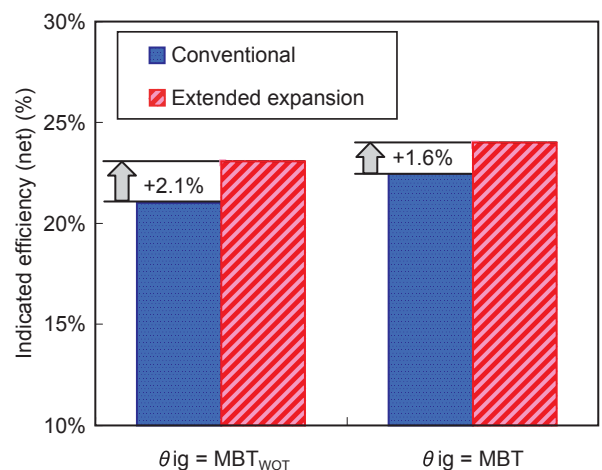


Fig. 14 Indicated efficiency (net) at 25% load

た固定点火時期運転の場合、供試エンジンは従来型に対し、2.1 ポイントの効率向上となる。これに対し、負荷ごとに MBT 点火した可変点火時期運転の場合は、図示熱効率の向上は 1.6 ポイントにとどまる。これにより、本方式による複リンク式エンジンが、点火時期固定で運転される汎用エンジンに適した燃焼特性をもつことが確認された。

3.4. 正味熱効率および汎用 EPA モードにおける熱効率

供試エンジンの正味平均有効圧と正味熱効率の関係を、従来型エンジンと比較して Fig. 15 に示す。点火時期を全開時 MBT に固定して運転した複リンク式エンジンの正味熱効率は、軽負荷域でも従来型を上回る。また、Fig. 16 に先述の汎用 EPA モードによる正味熱効率を示す。固定点火時期運転でのモード熱効率は 22.7% と、従来型の 20.1% と比較して 2.6 ポイントの向上となり、これは約 13% の燃費向上に相当する。いずれの場合でも、供試エンジンの熱効率は従来型を上回り、高膨張比化による図示熱効率の向上が正味熱効率向上に結びつく結果となった。

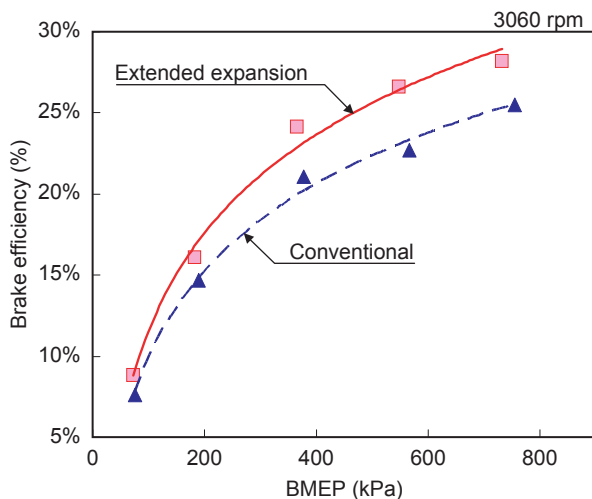


Fig. 15 Brake efficiency ($\theta_{\text{ig}} = \text{MBT}_{\text{WOT}}$)

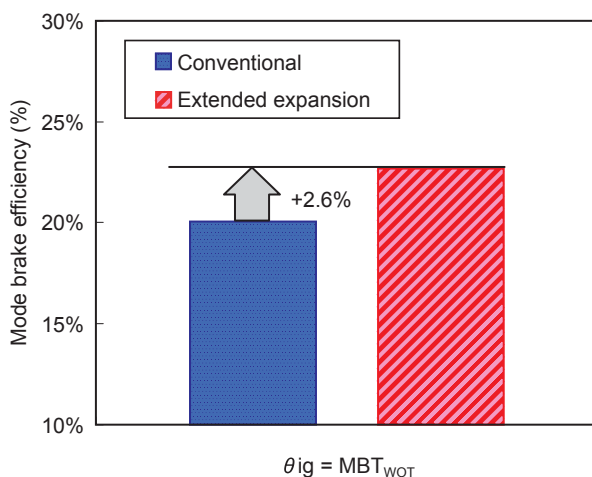


Fig. 16 Mode brake efficiency comparison

4. まとめ

複リンクを用いた高膨張比エンジンの性能についてリンク系を除き同じ構成部品からなる従来型エンジンと比較を行い、以下の結果を得た。

- (1) 供試エンジンのスロットル弁全開時の図示熱効率は 33.2% と、従来型の 29.6% に対し 3.6 ポイント向上した。これには膨張比向上による図示熱効率向上に加えて、吸気行程損失の低減が寄与している。
- (2) 供試エンジンの熱発生は、燃焼室容積に対する燃焼期間中のシリンダ容積変化に依存する。圧縮上死点付近のピストン速度が遅い同エンジンでは、クランク角度基準でみた供試エンジンの熱発生は従来型に比べて遅くなるが、シリンダ容積比基準では主燃焼期間の大部分において従来型と一致する。
- (3) 供試エンジンのクランク角度基準でみた最適点火時期の負荷に対する変化は従来型エンジンよりも小さくなる。その結果、汎用 EPA モードにおいて、固定点火時期運転でのモード熱効率は 22.7% と、従来型の 20.1% に対し 2.6 ポイント向上した。これは約 13% の燃費向上に相当する。

上述のように、複リンク式の高膨張比汎用エンジンは、汎用エンジンの効率向上に大きく寄与する技術であるが、その実用化のためには、従来型とは異なる往復部振動の改善、各リンク構成部品の強度・剛性設計の確立、それに基づく軽量化や材料、および製造法の選定などの課題がある。幅広い作業機に搭載される汎用エンジンの環境負荷低減に向け、今後もこれらの課題の克服に取り組んでいきたい。

なお、先報⁽¹⁾「汎用高膨張比エンジンの研究」p.84に記載の Fig. 6 中にある「 $\kappa = 3.1$ 」は「 $\kappa = 1.3$ 」の誤記であり、ここに訂正いたします。

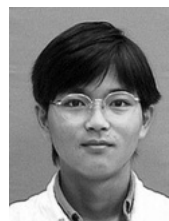
参考文献

- (1) 渡辺生，河野昌平，倉田眞秀，古賀響：汎用高膨張比エンジンの研究，Honda R&D Technical Review, Vol.18, No.1, p.81-86
- (2) Heywood, J. B. : Internal Combustion Engine Fundamentals, p.47-50(1988)
- (3) 八田桂三，浅沼強，松木正勝：内燃機関計測ハンドブック，朝倉書店，p.323-325(1979)
- (4) Environmental Protection Agency : Title 40 CFR, Part 90, Subpart E, p.219-247(2000)
- (5) Pouliot, H. N., Delameter, W. R., Robinson, C. W. : A Variable-Displacement Spark-Ignition Engine, SAE Paper, 770114(1977)
- (6) Miwa, K., Kidoguchi, Y., Mohammadi, A. : A Study on a New Combustion Cycle with a New Internal Combustion

Engine with Rhombic Link Z-Crank Mechanism,
Transactions of Society of Automotive Engineers of Japan,
Vol.33, No.2, p.19-24(2002)

- (7) Sano, S., Kamiyama, E., Ueda, T. : Improvement of
Thermal Efficiency by Offsetting the Crankshaft Center
to the Cylinder Bore Center, 1996 JSAE Annual Congress
Proceedings, 9638770, p.129-132(1996)

■著 者■



古賀 響



渡辺 生