

諸機関のエネルギー変換効率の改善について

(名称および理論エネルギー変換効率について)

永 田 勝^{*1}

For Better Energy Conversion Efficiencies of Engines

(About Names and Theoretical Energy Conversion Efficiencies)

NAGATA Masaru

Instead of the traditional thermal efficiency for engines, the better name should be adopted. And, the new improved energy conversion theory for engines is adopted instead of the traditional energy conversion theory of thermodynamics. The following three ideas are applied in the improved theory : (a) Energy (quantity) of each change should be calculated on the cycle-lowest base (atmospheric condition) in place of the absolute zero base; (b) The energy required for compression work in a cycle can not be ignored; and (c) The phenomena taking place in the combustion chamber are only one part in the engine, and the brake (net) performance should be obtained by considering the entire engine. As a result, the provisional-net energy conversion efficiency in the entire engine in place of the traditional theoretical thermal efficiency in the combustion chamber is obtained by the improved theory. And, the efficiency has related closely to the brake thermal efficiency, and more, the theoretical forecast of engines development has been improved.

Key words : Internal combustion engine, Theoretical thermal efficiency, Brake thermal efficiency, Otto cycle, Sabathè cycle, Energy conversion efficiency, Provisional-net energy conversion efficiency

キーワード : 内燃機関, 理論熱効率, 正味熱効率, オットーサイクル, サバテサイクル,
エネルギー変換効率, 暫定正味エネルギー変換効率

*2007年10月31日. 原稿受理

*¹大阪産業大学 工学部交通機械工学科

1. 緒言

エンジンのエネルギー変換効率、従来、熱効率と呼ばれてきた^(1~12)。その熱エネルギーの有効利用は今後とも永遠の課題⁽⁷⁾である。ところで、燃料電池の場合にも熱効率が用いられると、多くの混乱を招いた。その場合は、同時に熱も発生しているが、変換されて利用するエネルギーは電気エネルギーであり、それらを誤解無く理解できる名称が望まれる。すなわち、供給されるエネルギー形態、目的の変換されたエネルギー形態、目的のエネルギー割合を示す効率とその名称を明確に定めることが、今、求められている。例えば、前述の燃料電池の場合は、供給エネルギーを熱とし、それより目的の電気エネルギーが得られたことより、“[熱→電気] エネルギー変換効率 ([Heat→Electric] energy conversion efficiency) (以後、[---] EC効率)”と称すなら、明確になると判断される。また、諸機関の基本サイクルについても、同様に見直すことが求められている。“熱効率”は、“熱利用率”と“エネルギー変換効率”に分けるべきである。例えば、実際のガソリンエンジンの正味熱効率は“クランク軸端 [熱→仕事] エネルギー変換効率”と称するとより明確になる。

また、その理論すなわち基本サイクルの効率を取り上げる場合は、供給エネルギー、変換されて得た目的のエネルギーを確認し、確定する必要がある。従来の理論熱効率では、供給エネルギーは熱のみが取り上げられていたが、実用機関の場合はもちろん理論においても熱以外のエネルギーが関係しそれらを考慮する必要がある。

名称を含め、各量の改善案を示すと共に、エンジンの基本の理論サイクルのオットーサイクルやサバテサイクルを取り上げ、改善視点から分析した⁽⁸⁾⁽⁹⁾が、諸設定を全面的に見直しそして求め直した。そして、燃料の供給量による発熱量の限界を考慮し、諸サイクルの改善理論のエネルギー変換 (EC) 効率を求めた。特に、クランク軸端 EC 効率に相当する改善理論の“暫定正味 EC 効率”は、正味熱効率と密接な関係が得られた⁽⁸⁾⁽⁹⁾⁽¹⁰⁾。その効率向上の努力⁽¹¹⁾は、今日排ガスそして地球温暖化対策としてさらに要求され追究されている。それらに対し、改善理論の結果は実態に対応するすべての条件の理論結果が得られることとなり、今後のエンジンの開発に貢献することと期待される。

2. エネルギー関係諸効率名とその改善について

2.1 エネルギー関係諸効率の名称の改善について

エネルギーに関係した効率には多くの名称があり^(1~12) 参考表 1-1 に、それらのコメントを表 1-2 に示す。車が走行している場合の効率は、(提案のように) エンジン燃焼室内図示 EC 効率、クランク軸端 EC 効率、車輪端 EC 効率を得られる。エンジン燃焼室内図示 EC 効率は 1 サイクルの結果および連続結果の平均値として得られるが、クランク軸端 EC 効率や車輪端

主な記号その他

E_{SU} : 改善理論による 1 サイクルの供給エネルギー [= $Q_{SU} + E(W_C)$] _{Imp.} $E(W_C)$: 圧縮所要仕事 (エネルギー) L : 図使用供給熱量 [= $Q_{fuel} / (p_A \cdot V_A)$] Q_{fuel} : 1 サイクルの燃料の発熱量		ϕ : 1 サイクルの圧力比 [= p_{max} / p_{min}] τ : 1 サイクルの温度比 [= T_{max} / T_{min}] η : エネルギー変換効率 [= W / E_{SU}] η_{th} : 従来の理論熱効率 [= W_{th} / Q_{SU}]
		η_{EN} : 理論エネルギー変換効率 [= W_{EN} / E_{SU}] _{Imp.}
E : エネルギー m : 質量 p : 圧力 P : 動力 Q : 熱 (量) R : ガス定数 S : エントロピー	U : 内部エネルギー T : 温度 V : 体積 W : 仕事 (量) W_C : 圧縮仕事 W_E : 膨張仕事 W_c : 正味仕事	η_{PN} : 暫定正味エネルギー変換効率 [= W_{PN} / E_{SU}] _{Imp.}
		$\eta_{e(ES)}$: 推定正味エネルギー変換効率 [= $W_{e(ES)} / E_{SU}$] _{Imp.}
		η_e : (実機関の) 正味熱効率 [= $\sum \sum P_{eij} / \sum \sum Q_{SUij}$]
W_R : 換算仕事 [= $W / (m \cdot R \cdot T_A)$] W_{th} : 従来理論の 1 サイクルの理論仕事 [= $\oint dW$] W_{EN} : 改善理論の 1 サイクルの理論仕事 [= W_{th}] W_{PN} : 1 サイクルの暫定正味仕事 [= $W_{th} - E(W_C)$] _{Imp.} $W_{e(ES)}$: 1 サイクルの推定正味仕事 ε : 圧縮比 [= V_{max} / V_{min}] ξ : 締切比 [= V_D / V_C] _{Sabathé cycle}		[添え字] A : 1 サイクルの圧縮始めの状態 B : 同圧縮後の状態 C : 定容加熱後の状態 D : オットーサイクルの膨張後の状態または サバテサイクルの定圧加熱後の状態 E : サバテサイクルの膨張後の状態 CC : ピストンヘッドからシリンダヘッド間の 燃焼室 (反応室) EE : クランク軸端までのエンジン全体 fuel : 燃料

EC効率とは対応しない。逆に、誤った判断を与えることとなる。クランク軸端EC効率はエンジン性能測定にて求められるが、従来用いられていた正味熱効率といえるであろうか。車輪端EC効率はシャシ・ダイナモ (台上) 試験にて計測される。すると、その場合の供給エネルギーは熱のみとはいえない。走行中の場合は、さらに、車速に加え、勾配や空気各抵抗が関係する。上り勾配では勾配抵抗としてエンジン動力の増大を要求されるが、下り勾配の取り扱いを検討を要す。場合によっては、エンジンの駆動を必要としない場合もある。すなわち、エンジンが常に車輪と接続されている場合は、走行動力はエンジン動力より供給されるものの、減速、下り勾配、追い風の効果分だけ、燃料は節約される。その結果、異常に高い正味熱効率となることがある。その場合は、減速、下り勾配、追い風の効果分の動力を差し引くべきか、または、供給エネルギーにそれらの効果分のエネルギーを加えるべきか検討を要す。実際には、エンジン動力が高い値となることより、供給エネルギーにそれらの効果分のエネルギーを加えるべきといえる。すなわち、供給エネルギーは熱のみではない実証が得られた。

改めて、理論のサイクルを見直すと、燃焼室内物質の内部エネルギーが上昇するエネルギーには熱のみならず圧縮所要仕事があった。従来の理論熱効率ほかでは、供給エネルギーに熱のみを取り上げていたため、合理性に欠ける結果が生じていた。そこで、供給エネルギーに熱と他の形態

表1-1 エネルギー関係諸効率名について - 1

名称		供給側		変換側		エネルギー量算出基準	用語の是非
1	熱利用率	対象供給エネルギー	熱のみ	得られたエネルギー	熱	基本的には、燃料の発熱量(kJ/kg)に燃料消費量(kg)を乗じて供給熱量(kJ)が求められる。なお、理論熱効率に限り、圧力や温度の絶対零基準にて仕事や熱の各エネルギー量が算出される。また、エクセルギ効率のみエクセルギを使用。	熱効率ではエネルギー形態が明示されていない。エクセルギ効率は正味熱効率と対応していない。一方、エネルギー変換効率は、すべてのエネルギーを扱い、変換も明確でありbetterである。ただし、形態の明示は必要である。
2	熱効率						
	理論熱効率						
	図示熱効率						
3	正味熱効率						
3	エクセルギ効率 ⁽⁷⁾⁽¹³⁾						
[原動所関係具体的名称] ⁽¹²⁾							
4	プラント熱効率	同上	熱のみ	同上	電気		
	原動所熱効率						
	発電端効率						
	送電端効率						
[改善理論にて取り上げた名称(提案)] ^(8~10)							
5	エネルギー変換(EC)効率	各種エネルギーにて内部エネルギー上昇分の総和を取り上げた。		変換された目的のエネルギー		基本的には、上記と同じ。ただし、圧力や温度はサイクル最低状態基準にて、仕事や熱の各エネルギー量が算出される。	
	理論EC効率						
	暫定正味EC効率						
	推定正味EC効率						
[車関係具体的名称(新提案)]							
6	燃焼室内図示[熱→仕事]エネルギー変換(EC)効率						計測可
	クランク軸端[熱→仕事]EC効率						分離不可
	車輪端[熱→仕事]EC効率						台上実験
7	燃料電池[熱→電気]エネルギー変換(EC)効率						計測可
	燃料電池車輪端[熱→仕事]EC効率						台上実験

のエネルギーを取り上げると、熱効率とは言えず、“エネルギー変換効率”と称することとした。

2.2 より具体的名称の模索

始めに、具体的名称を確定する方針を表2-0に示す。車を主体として計測箇所別効率名を検討し、提案を表2-1~2-5に示す。

以上にて、単に“正味熱効率”といえ、普通“エンジンの正味熱効率”と判断するが、車全体を考慮すると、車の車輪端効率が妥当と考えられる。それらを明確にすることが求められる。すると、エンジンの理論熱効率そして正味熱効率はどう言えばよいであろうか。前者は今日まで求められてきたが、実質的には適切でなかった。後者も、何が正味なのかが明確でない。

エンジンの理論熱効率にて、[外部より供給された]供給熱量から仕事に変換されたと扱えば、従来の理論熱効率は妥当または適切でない。また、エンジンの正味熱効率は、対応する供給熱量から正味仕事を得られたとして求められているが、サイクルの完成の是非と関係していない。あくまでも、計測された動力と供給燃料の発熱量の比として求められているに過ぎない。すな

表1-2 エネルギー関係諸効率名について-2

エネルギーの変換		コメント	
1	熱→熱	(例) $[\eta = 1 - Q_c / Q_H]$ は熱利用率といえる。エネルギー形態に関わらず用いられている。熱利用率とエネルギー変換効率に分けるべきである。	
2	熱→仕事	合意が得られない結果を生じている。	
		正味熱効率と対応していない。	
		平均値は最も信頼できる。ただし、瞬間値は課題である。	
3	熱→熱, 熱→仕事	結果は正味熱効率と対応していない。熱のみを取り上げていた。	
[原動所関係具体的名称]			
4	熱→電気	エネルギー形態が明示され、明確である。ただし、熱効率よりエネルギー変換効率の方が better である。	
		熱効率から効率に変更したことより、より明確にはなった。名称からは、何の効率か明確でない。	
[改善理論にて取り上げた名称 (提案)]			
5	熱→仕事	すべて、理論的に算出されるが、3つの改善項目が適用された。(1) [エネルギー量算出基準] サイクル最低 (大気) 状態基準圧力や温度にて、仕事や熱各量が算出される。(2) サイクル内の内部エネルギーの上昇を生じたエネルギーはすべて供給エネルギーに含める。(3) 圧縮所要仕事エネルギーは前のサイクル発生仕事から供給される。すなわち、クランク軸端にて取り出される仕事は、理論仕事と圧縮所要仕事の差となる。	
[車関係具体的名称 (提案)]			
6	熱→仕事	正味熱効率と対応していない。	1 サイクルの結果は良くない。平均値は良い。
		車載時は実測は不可、推定で算出可。	
		シャシーダイナモ (台上) 試験にて計測可	
7	熱(?) → 電気	熱効率とは言えない。[熱→電気] EC 効率が better である。	
	熱(?) → 仕事	シャシーダイナモ (台上) 試験にて計測可	平均値は良い。

表2-0 「[計測箇所の明示] [供給エネルギー名 → 変換された目的のエネルギー名] エネルギー○○効率」の確定方針

1	$\eta = \frac{B}{A}$	(と表されることを原則とする。)
2	Aの供給エネルギー形態を明示する。	
3	Bの変換された目的のエネルギー形態を明示する。	
4	AとBより、供給エネルギー形態から変換されたエネルギー形態への変換割合であることを明示する。	
5	計測箇所と是非を明示する。	
6	参考に、計測等による算出の是非、その他、詳細を明示する。	
7	その実態が明確に示されるように○○の名称を定める。	

表2-1 エンジン燃焼室内 [熱 → 仕事] エネルギー変換 [EC] 効率 (図示熱効率)

1	$\eta_i = \frac{W_i}{Q_{SU}}$	$W_i = \int dW_i,$ $Q_{SU} = \sum(Q_{fuel_i})$
2	Q_{SU} : 燃料の発熱量 [外部より供給]	
3	W_i : 計測 $p-V$ 線図より算出 (図示仕事)	
4	熱から仕事へ変換した割合である。	
5	エンジン燃焼室内 $p-V$ 線図を計測して求められる。	
6	$p-V$ 線図の計測より算出可であるが、燃焼室内その他諸損失を伴う。	
7	タイトルのように、燃焼室内効率であり、[熱から仕事への] エネルギー変換効率である。“図示熱効率”名で一般化されているが、基本的に改良したタイトルの方がより良い。	

表2-2 エンジンクランク軸端 [熱→動力 (仕事)] エネルギー変換 [EC] 効率 (機関正味熱効率)

1	$\eta_E = \frac{P_E}{Q_{SU}}$	$P_E = \sum \sum (P_{Eij}),$ $Q_{SU} = \sum \sum (Q_{fuelij})$
2	Q_{SU} : ガソリン, 軽油, 重油等の発熱量 [外部より供給]	サイクル数や気筒数の総和
3	P_E : クランク軸端計測動力	
4	燃焼熱から動力 (仕事) へ変換した割合である	
5	動力計にてクランク軸端動力の計測がなされる。	
6	熱や機械損失等諸損失を伴う。クランク軸端に動力計を接続するなど計測・算出は可能である。	
7	タイトルのように, クランク軸端効率であり, 従来の「機関正味熱効率」よりより良い。また, 単に正味熱効率と称し, $\eta_e = W_e / Q_H$ と表されていたが, この式のような1サイクルの正味仕事は実際に求められたことはなく, 熱効率の名称では誤解を招く。	

表2-3 車の車輪端 [熱→動力 (仕事)] エネルギー変換 [EC] 効率 (車の正味熱効率)

1	$\eta_{wh} = \frac{P_{wh}}{Q_{SU}}$	$P_{wh} = \sum \sum (P_{whijk}),$ $Q_{SU} = \sum \sum (Q_{fuelij})$
2	Q_{SU} : ガソリン, 軽油, 重油等の発熱量 [外部より供給]	サイクル数, 気筒数そして車輪の総和
3	P_{wh} : 車輪端計測動力	
4	熱から車輪端動力への変換割合である	
5	台上試験にて車輪端動力の計測がなされる。	
6	さらなる駆動伝達損失等諸損失を伴う車輪別計測・算出は可能である。	
7	未だ, 計測されても報告は見られない。必要性があるかは検討を要す。	

表2-4 (従来の) 理論サイクル [熱→理論仕事] 理論熱効率

1	$\eta_{th} = \frac{W_{th}}{Q_H}$	$W_{th} = \int dW_{th Cy},$ $Q_H = Q_{th}$
2	Q_H : 理論サイクルの供給加熱量の和 [理論加熱量]	
3	W_{th} : 理論サイクルにて得られた仕事	

4	熱より理論仕事への変換割合である。
5	基本的には, 想定する圧力, 温度等の限界はない。ただし, 実用を考慮しての限界はある。
6	諸損失を考慮しない。理論計算にて算出する。
7	タイトルのように, 理論サイクル [理論加熱量→理論仕事] 理論熱効率といえる。ただし, 理論エネルギー変換効率と称する方がより良い。実は, この考え方では, 必ずしも, (カルノー-サイクルのように) サイクルの完成が疑問の場合がある。それを横暴にそして強弁を持って結果が導かれていたため, 実態との整合性が得られていなかった。

表2-5 (改善された) 理論サイクル [熱→理論仕事] 理論 EC 効率

1	$\eta_{EN} = \frac{W_{th}}{E_{SU}}$	$W_{th} = \int dW_{th Cy},$ $E_{SU} = \sum (E_{SU})$ $= \sum (U_{up})$
2	E_{SU} : 理論サイクルの作動物質の内部エネルギーを高めたエネルギーの総和とおく。[決して, 外部より供給されたエネルギーのみではなく, また, 熱量のみでもない。]	
3	W_{th} : 理論にて得られた理論仕事	
4	理論供給 (熱その他の) エネルギーの総和より理論仕事への変換割合である。	
5	基本的には, 想定する圧力, 温度等の限界はないが, 実用を考慮しての限界はある。	
6	諸損失を考慮しない。理論計算にて算出する。	
7	タイトルのように, 理論サイクル [(熱と仕事の) 供給エネルギーから理論仕事への] 理論EC効率といえる。なお, サイクルの供給エネルギーには前述のように作動物質の内部エネルギーを高めるのに要したエネルギーの総和とすべきである。また, 決して, 外部より供給されたエネルギーのみではなく, 表2-1から表2-3と同様に取り扱うことはできない。すなわち表2-4の従来の理論熱効率は迂闊にも同様に取り扱ったため, 実態にそぐわない理論結果となったといえ, また, 諸エネルギー量は状態量の気準との差として求めるべきである。	

わち、エンジンクランク軸端EC効率を正味熱効率と称しているに過ぎない。

以上より、それらの良否と明確な表示を具体化することが要求される。表2-1から表2-3に取り上げた名称にすると明確に示されると判断された。なお、供給エネルギーについては、今後、明確にされることを期待する。また、動力計による測定のみではなく、今後多くの計測方法が開発されることと考えられ、より明確になることを期待する。

3. 改善されたエネルギー変換理論

熱力学などに記載されている従来のエネルギー変換理論と提案した改善理論の比較要点を表3⁽⁹⁾⁽¹⁰⁾に示す。

3.1 従来理論に対する諸問題

従来の理論とその結果に対する疑問点の項目を以下に示す。

- a) 何らかの変化間のエネルギー量は状態量の絶対零基準で求められていたが、正確性に欠けていた。
- b) サイクル内の内部エネルギーの総和は零となるべきであるが、確認されていなかった。
- c) 圧縮変化A-B間では、内部エネルギーは上昇している。すなわち、圧縮所要仕事は供給され、内部エネルギーの上昇に変換されたのが実態である。しかし、従来は、「圧縮仕事は相殺される。」と無視されていた。時間の異なる現象であり、相殺できない。
- d) 結果として、内部エネルギーが上昇しているにも関わらず、供給エネルギーに含められていなかった。
- e) (変換された)理論仕事や理論熱効率は、「燃焼(反応)室内の結果」であるにも関わらず、しばしば、「機関の目標である。」と説明されてきた。「燃焼室内現象と機関全体の現象」の区別認識に欠けていたと考えられる。
- f) その結果、例えばオットーサイクルの理論熱効率は、その理論式が示すように、物質が定まると変数は圧縮比のみとなり、他の要因には関係しない結果となった。妥当であろうか。最高圧力や最高温度に無関係となる理論式は不自然である。
- g) それらを解決するアイデアとして、エクセルギ効率^{(1~7)(12)(13)}などがあるが、それらも正味熱効率と密接な関係はなく、全面的解決には至らなかった。

3.2 改善理論の要点⁽⁸⁾⁽⁹⁾⁽¹⁰⁾

- ① 何らかの変化間の(熱や仕事など)エネルギー量は、サイクル最低(大気)状態基準で求めた。従来は、熱を含め有効仕事などのエクセルギも用いられていた。それらが(本来の)エネルギー量とかけ、以後、そのような名称を用いる必要性が無くなった。
- ② 変化A-B間で内部エネルギーが上昇することは、それに相当するエネルギーが供給されると判断した。エンジンでは、燃焼室内で得られた仕事の一部が動力伝達系にて蓄エネされ、そ

表3 従来理論と改善された理論の比較の要点
(サバテサイクルを取り上げた例) ⁽⁹⁾ ⁽¹⁰⁾

	Traditional theory		Improved theory	
Differences between the two theories	(a) Various quantities as work and heat have been calculated by basing on the absolute zero. [$W = \int dW$] (b) Energy supplied for compression in a cycle has not been considered. (c) The result in a combustion chamber only has been obtained.		(a) Various quantities as work, heat, et al are calculated by basing on the theoretical lowest state or the atmospheric state in a cycle. [(An example) $W = \int dW - \int dW_c$] (b) Energy supplied for compression in a cycle is considered. [$E(W_c)$] (c) The result not only in a combustion chamber but also in an entire engine is obtained.	
Region	In a combustion chamber (CC)	In an entire Engine (EE)	In a combustion chamber (CC)	In an entire engine (EE)
Energy supplied	Heat supplied ($Q_{su} = E_{suTR}$) $E_{suTR} = Q_v + Q_p$		Energy supplied ($E_{su} = E_{suIM}$) $E_{suIM} = E(W_c) + Q_v + Q_p$	
Work	Theoretical work $W_{th} (= \oint dW_{th})$		Theoretical work $W_{END} (= W_{th})$	Provisional-net work $W_{PNd} = W_{th} - E(W_c)$
Theoretical energy conversion efficiency	(1) Theoretical thermal efficiency (in a CC) $\eta_{th} = \frac{W_{th}}{Q_v + Q_p}$		(3) Theoretical energy conversion efficiency (in a CC) $\eta_{END} = \frac{W_{END}}{E_{suIM}}$	(4) Provisional-net energy conversion efficiency (in an EE) $\eta_{PNd} = \frac{W_{PNd}}{E_{suIM}}$
Estimated net EC efficiency	(2) Estimated net thermal efficiency $\eta_{e(ES)-TR} = \eta_{th} - \eta_{loss-1} (?)$		-	(5) Estimated net energy conversion efficiency $\eta_{eES-IM} = \eta_{PNd} - \eta_{loss-2} (\odot)$
Indicated efficiency	(6) Indicated thermal efficiency : η_{Ind} (in a CC ; Measured value)			
Brake energy conversion efficiency	Real energy supplied (E_{su})	$Q_{C fuel}$	Brake work W_e	(7) (Real) Brake thermal (energy conversion) efficiency (in an EE ; Measured value) $\eta_e = \frac{\iint dW_e}{\iint dQ_{C fuel}}$

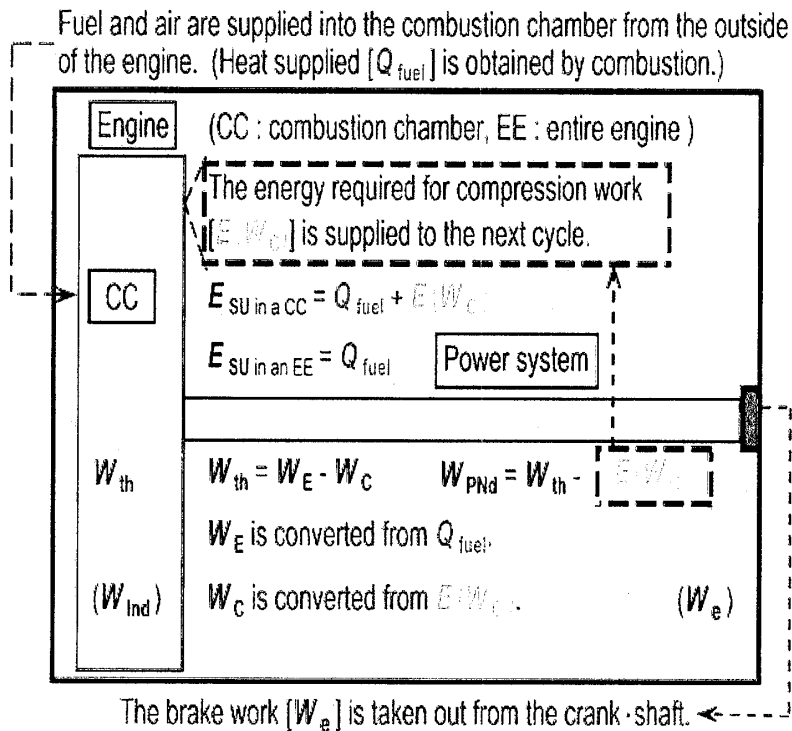


図1 エンジン全体のエネルギー・フロー概念 ⁽¹⁰⁾

れより次の燃焼室内のサイクルの圧縮仕事に供給されていることを考慮し、それを「圧縮所要仕事（エネルギー） $(E(W_C))$ 」と命名した。圧縮仕事が行なわれ内部エネルギーが上昇するためには、圧縮所要仕事が行なわれ、それが内部エネルギーの増加となり、結果として圧力が上昇するとした。それで、圧縮所要仕事を供給エネルギーに含めた。

- ③ 燃焼室内現象と機関全体の扱いは別である。詳細に検討した結果、サイクルの燃焼室内発生仕事より次サイクルに圧縮所要仕事が行なわれると扱うなら、理論的には、燃焼室内発生仕事と（次サイクルへの）圧縮所要仕事との差が機関のクランク軸端の理論仕事とだけ、それを「（機関の）暫定正味仕事 (W_{PN}) 」と命名した。圧縮始めの圧縮仕事は前のサイクルから供給され、サイクル完成後に、（次サイクルの）圧縮所要仕事に供給される実現象の時間差を考慮した。それらのエネルギー・フローを図1に示す。

以上の結果の要点を表3にまとめた。従来の理論では、燃焼室内の結果は得られたが、エンジン全体の結果は理論的には求められなかった。一方、改善理論では、あくまでも諸損失を考慮しないながら、クランク軸端EC効率に対応する理論結果を導くことができた。

4. 改善されたエネルギー変換（EC）効率の検討例

理論サイクルの諸式など要点を表3に示す。今回具体的計算に用いた諸量を表4に示す。なお、内径 (D) とストローク (S) の変更による行程体積の変化に対しては、諸エネルギー量に体積比率を乗じて求められる。ただし、効率の変更は生じない。

4.1 理論 p - V 線図例

圧縮比が10の基本ならびに7検討サイクルと1変化を取り上げ図2に示す。

- ① 最高圧力が $p_A \times 105$ (Pa) の（基本）オットーサイクル [A-B-C-D-A]
- ② 自然吸気・量論空燃比の供給熱量 (L_0) となるオットーサイクル [A-B-C_{OL0}-D₀-A]
- ③ 燃焼室内直接噴射・量論空燃比の供給熱量 (L_1) のオットーサイクル [A-B-C_{OL1}-D₁-A]
- ④ 燃焼室内直接噴射・過給 $(L_3 = 3.5)$ となるオットーサイクル [A-B-C_{OL3}-D₃-A]
- ⑤ 最高圧力が $p_A \times 105$ (Pa) にて、最大暫定正味EC効率となるサバテサイクル

表4 具体的計算使用諸量

燃料の発熱量		(ガソリン)	44 MJ / kg	(軽油)	43 MJ / kg	
$D \times S$	100(mm) × 100(mm)	設定発熱量限界		$L = Q_{fuel} / (p_A \cdot V_A)$		
圧縮始め圧力	p_A	101325 Pa	L_0	2.729	自然吸気-量論空燃比	
圧縮比	ε	V_{max} / V_{min}	L_1	$f(\varepsilon)$	燃焼室内直接噴射	
圧力比	φ	p_{max} / p_{min}	L_2	3.0		量論空燃比
締切比	ξ	V_D / V_C] s	L_3	3.5		過給の一例 (小)
温度比	τ	T_{max} / T_{min}	L_4	4.0		過給の一例 (中)
					過給の一例 (大)	

(なお、 $L [= Q_{fuel} / (p_A \cdot V_A)]$ を、以後、“図示用供給熱量”と称す。)

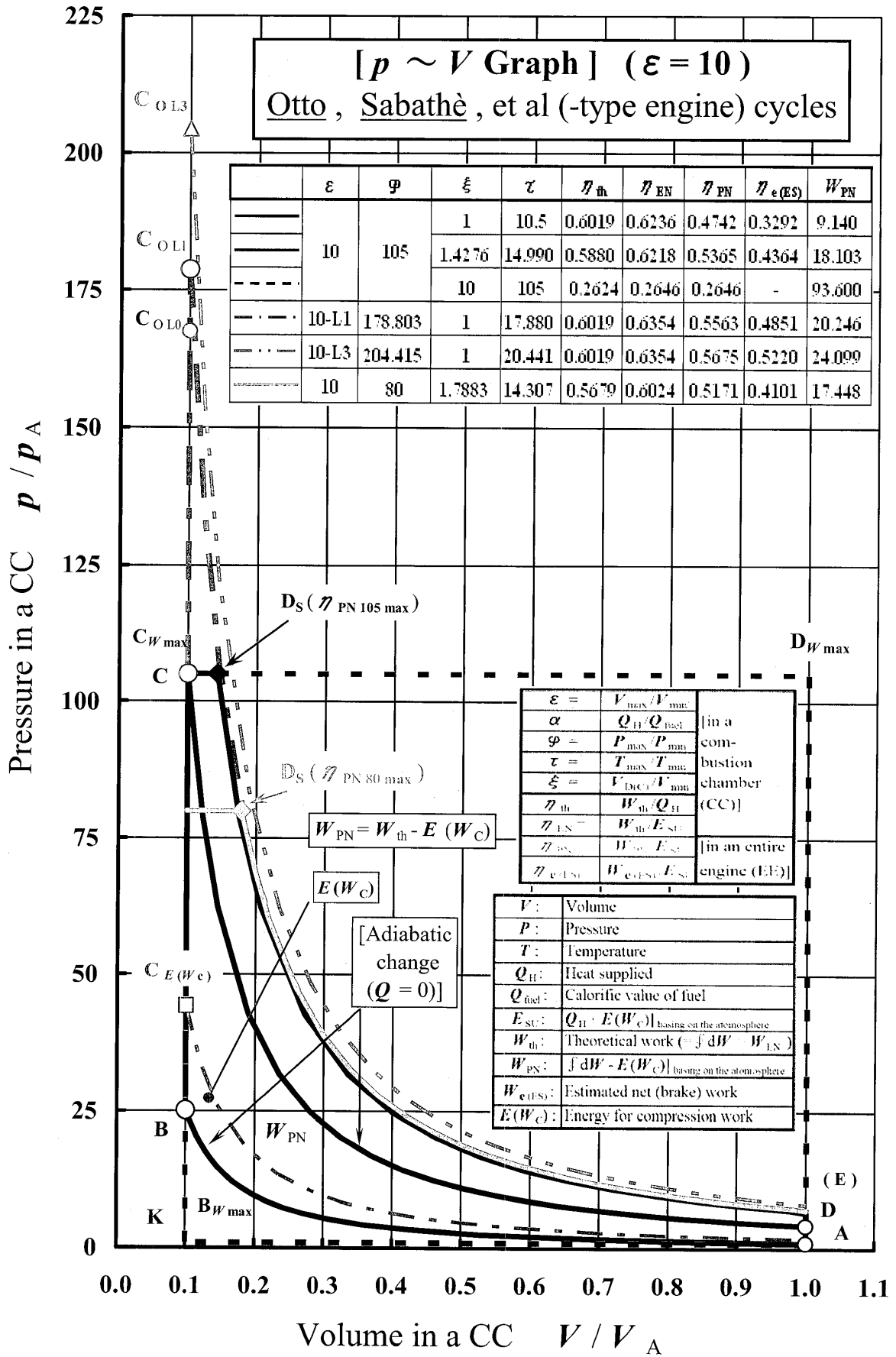


図2 オットーおよびサバテサイクルの理論 $p - V$ 線図

[A-B-C-D_{S105 max}-E-A]

- ⑥ 最高圧力が $p_A \times 80$ (Pa) にて、最大暫定正味EC効率となるサバテサイクル

[A-B-C-D_{S80 max}-E-A]

- ⑦ 最高圧力が $p_A \times 105$ (Pa) にて、最大仕事を得るサイクル [A-B_{Wmax}-C_{Wmax}-D_{Wmax}-A]

(参考)

- ⑧ (次サイクルに供給される) 圧縮所要仕事エネルギー ($E(W_C)$) を得る変化 [C_{E(Wc)}-D_{E(Wc)}]

なお、D_{E(Wc)} は A のわずか上で、図 2 には記入していない。

4.2 変化および各サイクルについて

始めに、最高圧力が $p_A \times 105$ (Pa) のオットーサイクル [A-B-C-D-A] を取り上げた。それを基準にして考察する。

サイクル [A-B-C_{E(Wc)}-D_{E(Wc)}-A] にて囲まれた面積に相当する仕事が、次サイクルに供給される圧縮所要仕事である。基準サイクル [A-B-C-D-A] にて変換された (理論) 仕事 [W_{th}] から差し引いたサイクル [A-C_{E(Wc)}-C-D-A] に相当する仕事 [$W_{PN} = W_{th} - E(W_C)$] がクランク軸端から取り出される理論の暫定正味仕事となる。すなわち、基準サイクルにて、圧縮変化 [A-B] の圧縮仕事は前のサイクルの理論仕事の一部が供給され、圧力増大の内部エネルギーの上昇に消費される。そして、その状態 B から定容加熱量が供給され圧力上昇を生じ、状態 C に至る。すると、内部エネルギーの増大のために消費されたエネルギーの圧縮変化 [A-B] のために供給された圧縮所要仕事は、当然、供給エネルギーに含めるべきとした。なお、定容加熱量から図示用供給熱量が求められる。その燃料の供給限度の一例の自然吸気供給熱量限界のサイクル [A-B-C_{OL0}-D_{OL0}-A] は、実際の全負荷相当の理論結果を示した。

最大仕事を得る (青太点線の) サイクル [A-B_{Wmax}-C_{Wmax}-D_{Wmax}-A] にて、変化 A-B_{Wmax} 間の圧縮仕事量は零となり、また、熱量が約 5 (kJ) となった。圧縮仕事量が零となったことは、当然、周囲より仕事がなされなかったといえる。しかし、(周囲温度から変化温度まで低下するのに要した) 熱量 (Q_{AB}) が約 5 (kJ) であったことは、「その熱量を取り除くことにより圧力一定にて、ピストンは圧縮側へ引き付けられた。」と考えるのが妥当である。すなわち、熱量を除去する作用が燃焼室外よりなされたと考えるべきである。

燃料の供給限度の一例の量論空燃比と過給中の供給熱量限界の 2 種のサイクル [A-B-C_{OL1}-D_{OL1}-A] と [A-B-C_{OL3}-D_{OL3}-A] は、過給の実施例として取り上げた。特に、過給中はスピード競技用の限界を想定している。しかし、圧力比は 200 そして温度比は 20 をそれぞれ超え、実現性も限界である。また、実際には、瞬間的な使用なら可能であるかもしれないが、連続使用は無理と推測される。特に、過給をすると、供給熱量は増大し、変換仕事や効率は増大するはずであるが、実際には過給機駆動損失が生じるため、効率は必ずしも増大しない。あくまでも理論計算より、それらの損失は考慮していない。

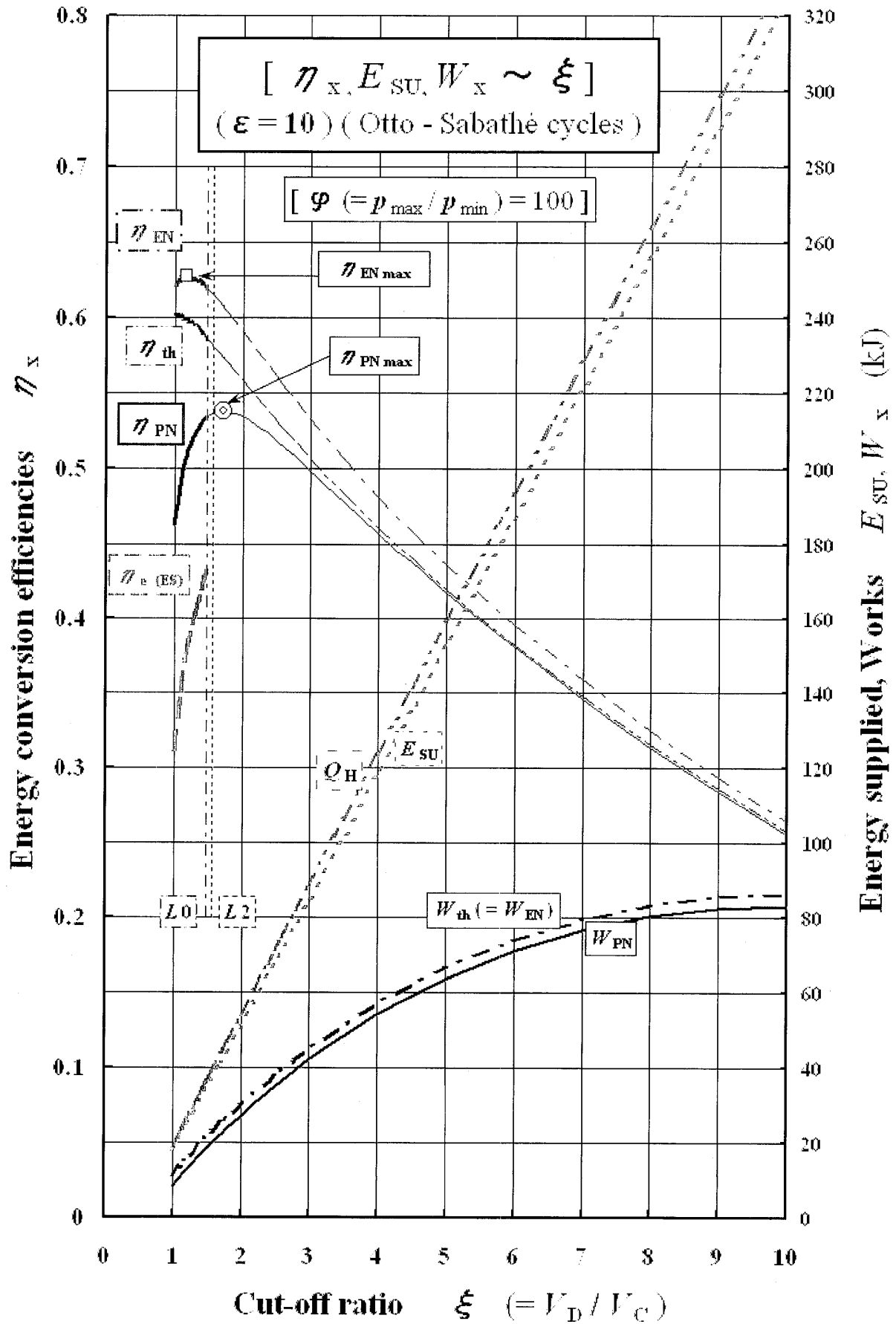


図3 オットーを含むサバテサイクルの効率その他と締切比の関係

最高圧力が $p_A \times 80$ (Pa) にて、サバテサイクルの最大暫定正味EC効率となるサイクル [A-B-C-D_{S80M}-E-A] では、図2内表に示したように、圧力比は低下するものの温度比は約1.4倍となった。そして、暫定正味仕事は、約2倍となり、暫定正味EC効率も約4%大となった。すなわち、実機関の全負荷時はこの程度の圧力比にて作動しており、その理論サイクルがこのサバテサイクルと考えられる。

4.3 圧縮比が10そして圧力比が100一定の諸効率について

始めに、図2に示した圧縮比が10そして圧力比が100一定の変化 [C_{Wmax} - D_{Wmax}] 間の効率その他を求め、図3に示す。なお理論的には、締切比の可能範囲は、オットーサイクルの1からそれ以上のサバテサイクルにて最大仕事を得られる10まで取り上げられる。実際には、図中に示した自然吸気における発熱量限界[L0]は十分可能であるが、過給小の発熱量限界[L2]が限界と予測され、理論可能限界を考慮するものの、締切比2以下を重点的に考察する。

- 1) (改善理論による、圧縮所要仕事、等容加熱量そして等圧加熱量の和の)供給エネルギー(E_{SU})は、締切比が1の約20から10の約320まで直線にて増大した。
- 2) 変換して得られた理論仕事 ($W_{th} = W_{EN}$) は、締切比が1の約12から10の約85まで2次曲線的に増大した。また、暫定正味仕事 (W_{PN}) は、わずか小にて、理論仕事と同様の傾向にて増大した。
- 3) 黒2点鎖線(従来理論)の理論熱効率 (η_{th}) は、締切比が1にて最大値の約60%が得られ、その後、締切比を高めると、単調に減少した。
- 4) 一方、濃い赤1点鎖線(改善理論)の理論EC効率 (η_{EN}) は、締切比が1より少々大の約1.2にて、最大の約62.5%が得られた。その後、締切比を高めると単調に減少した。
- 5) 青実線(改善理論)の暫定正味EC効率 (η_{PN}) は、締切比が約1.7にて、最大の約53.7%が得られた。ただし、過給小の発熱量限界をわずか超えていた。その後、締切比を高めると単調に減少し、理論熱効率と一致する傾向を示した。
- 6) 赤破線(改善理論)の暫定正味EC効率より推定した推定正味EC効率 ($\eta_{e(ES)}$) は、圧縮比が10より、自然吸気が発熱量限界までを図示したが、最大で約43%となった。現在、効率を追求したガス機関にて、40%強が得られており⁽¹⁴⁾、実態に対応する理論結果を示した。

以上にて、理論熱効率は締切比3以上にて暫定正味EC効率と一致したが、現象説明が十分でなく、効率の定義も異なり、採用できない。一方、改善理論の結果は、締切比2以下の実用範囲にて、実性能と密接な関係そして実用化の目標を示し、効率の定義も明確となり、今後の実用化の見通しを得ると判断された。なお、圧力比一定の比較は、実際には非常に難しくあくまでも参考に取り上げた。

4.4 オットーサイクルにて供給熱量の効果と圧縮比が10と16の比較

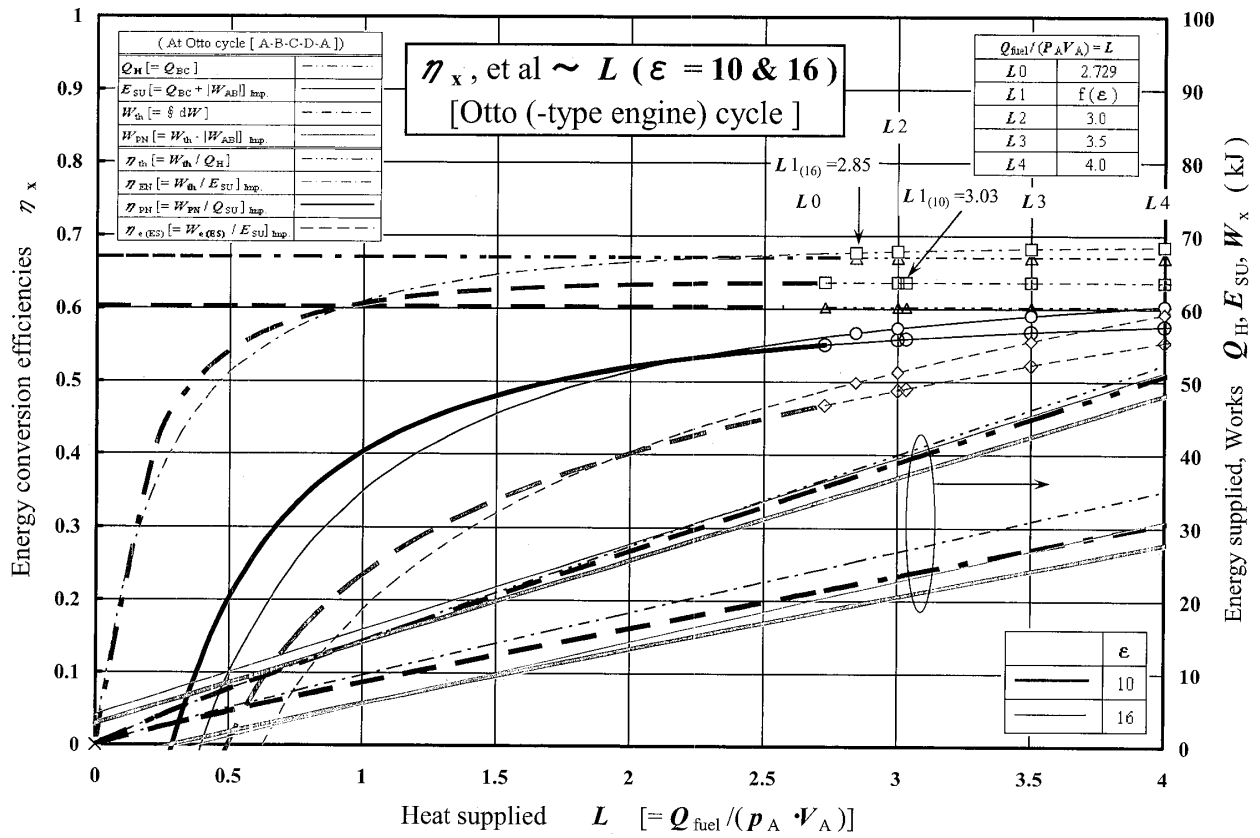


図4 オットーサイクルにおける効率などと図示供給熱量の関係

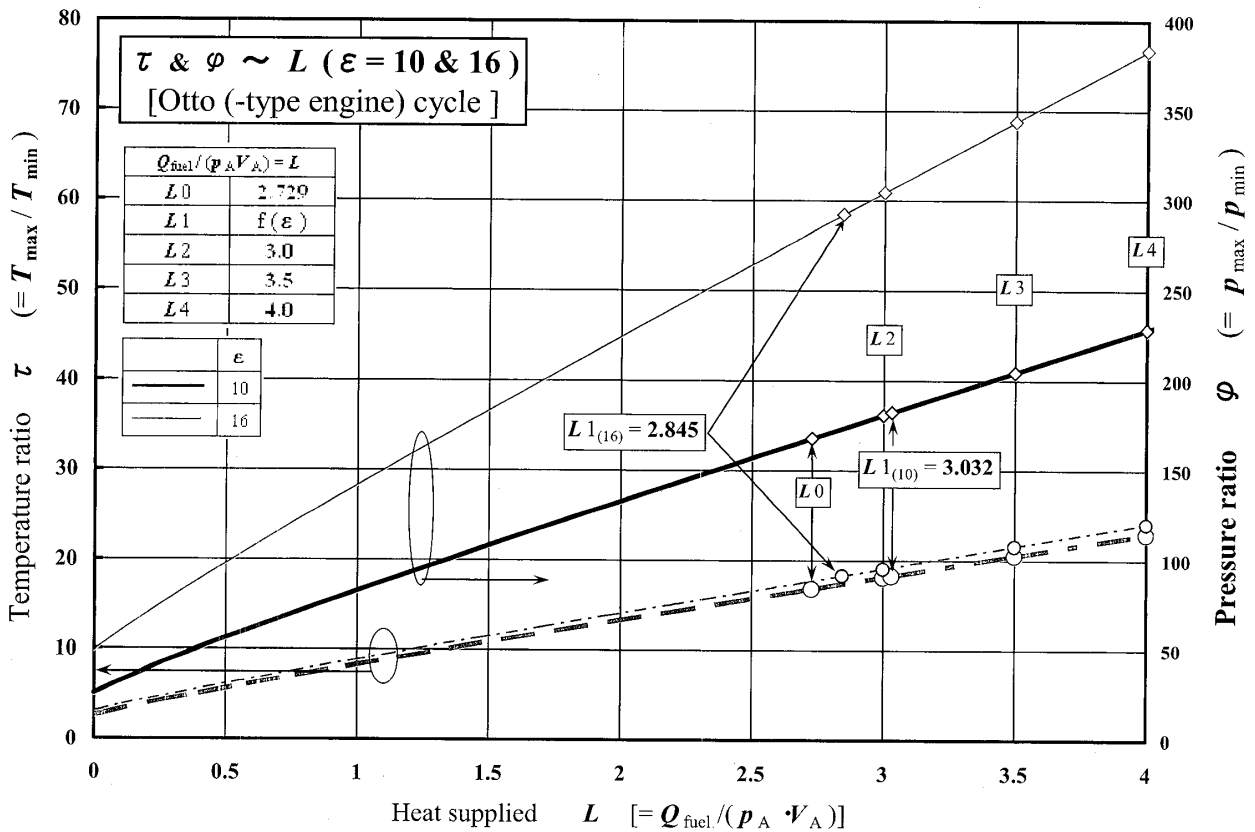


図5 オットーサイクルにおける温度比などと図示供給熱量の関係

始めに、横軸に圧力比の代わりに図示用供給熱量 ($Q_{\text{fuel}} / (P_A \cdot V_A)$) をとり、圧縮比が 10 と 16 の諸量の結果を図 4 に示す。効率については、供給熱量限界 [L0] 以下では点無し線そして以上では点入り細線にて示した。なお、供給熱量の可能範囲は、理論的には制限が無いが、実際には、図中に示した自然吸気における発熱量限界 [L0] は十分可能であるが、過給小の発熱量限界 [L2] が限界と予測される。そこで、理論可能限界を考慮するものの、圧縮比が 10 と 16 の比較を主とした目的にて考察をする。なお、過給をすると、供給熱量は増大し、変換仕事や効率は増大するはずであるが、実際には、過給機駆動損失が生じ、必ずしもそれらは増大しない。理論計算より、その損失は考慮していない。

- a) 濃い赤 2 点鎖線の供給熱量 (Q_H) は図示用供給熱量が 0 なら、当然×印で示されたように 0 となり、以後直線的に増大した。一方、ピンク実線の改善理論の供給エネルギー (E_{su}) は、図示用供給熱量が 0 でも圧縮所要仕事が含まれ 0 ではなく、以後供給熱量より小となりつつ直線的に増大した。圧縮比が 10 と 16 の差異はわずかであった。
- b) 濃い黄 1 点鎖線の理論仕事 ($W_{\text{th}} = W_{\text{EN}}$) は、図示用供給熱量が 0 なら、当然×印で示されたように 0 となった。以後直線的に増大した。また、スカイブルー実線の暫定正味仕事 (W_{PN}) は、圧縮比が 10 なら図示用供給熱量が約 0.3 にて 0 となり、以後、理論仕事より一定の値だけ小にて直線的に増大した。圧縮比が 10 に対し 16 の結果は、図示用供給熱量が 1.5 以下では小そしてそれより大となると大となった。
- c) 黒 2 点鎖線 (従来理論) の理論熱効率 (η_{th}) は、図示用供給熱量が 0 の場合は別にして、図示用供給熱量に関わらず一定となり、圧縮比が 10 なら約 60 % そして圧縮比が 16 なら約 67 % となった。この結果は正味熱効率と密接な関係が得られず、理論式が適切でないといえる。
- d) 緑 1 点鎖線 (改善理論) の理論 EC 効率 (η_{EN}) は、図示用供給熱量が 0 なら、当然×印で示されたように 0 となった。図示用供給熱量が 1 より小なら急激に増大し、その後、緩やかに増大した。圧縮比が 10 なら、その 1 以下では圧縮比が 16 の結果より大となった。逆に、圧縮比が 16 なら、図示用供給熱量を 1 より大にして初めて圧縮比が 10 の結果より大となった。ただし、実機関の正味熱効率と密接に関係しない。
- e) 青実線 (改善理論) の暫定正味 EC 効率 (η_{PN}) は、図示用供給熱量が約 0.3 にて 0 となり、その後、約 2.1 まで急激に増大し、その後、緩やかに増大した。なお、その 2.1 以下では、圧縮比が 10 の結果は圧縮比が 16 の結果より大となった。この結果は、実機関の正味熱効率と密接な関係を示した。すなわち、図示用供給熱量をそれ以上に高めると、仕事の増大は見込めることが理論的にも確認できた。なお、過給機駆動損失などを考慮すると、効率の向上は期待できないと考えられる。
- f) 暫定正味 EC 効率より推定した赤破線の推定正味 EC 効率 ($\eta_{e(\text{ES})}$) は、圧縮比が 10 なら、

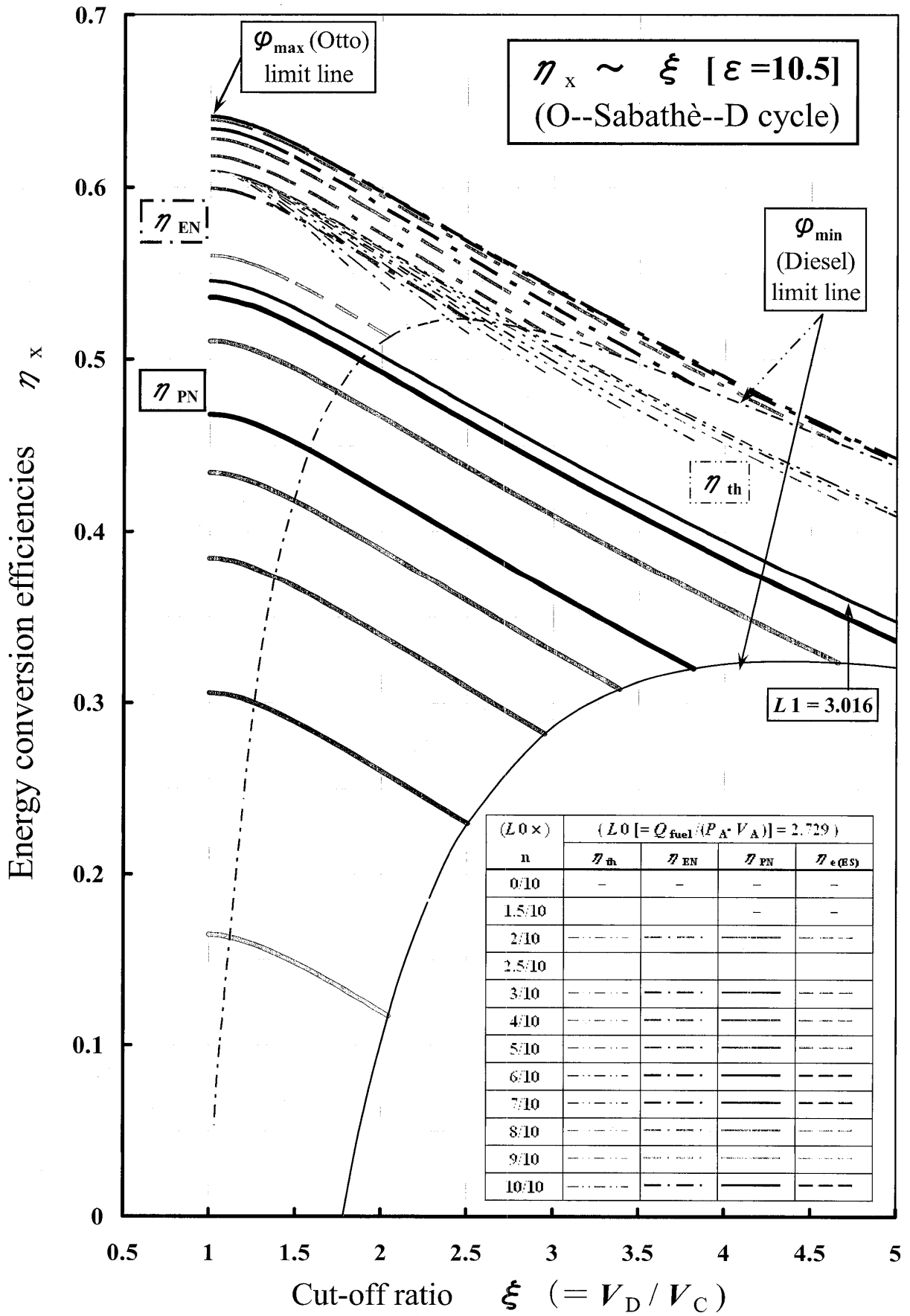


図6 (オットー) サバテ (ディーゼル) サイクルの諸効率と締切比の関係

自然吸気の供給熱量限界にて、最大で約 46 % となった。現在、効率を追求したガス機関にて、40 % 強が得られており、実態に対応する理論結果を示した。

g) なお、図示用供給熱量に対応する温度比と圧力比を図 5 に示した。温度比は圧縮比が 10 と 16 の差異はわずかであったが、圧力比は圧縮比が 16 の方が常に 1.7 倍強であった。すなわち、圧縮比を高めるなら、高圧対策が要求されることを示した。

以上にて、今後圧縮比 10 においても燃焼室内直接噴射エンジンの実用化が進むと考えられ、すると、圧縮比を 15 以上に高める必要性がないことを理論結果は示唆した。ただ、燃費対策として、むやみに高図示用供給熱量領域を使用する必要性もないことより、必要な場合に限定して高図示用供給熱量領域を使用し、できるかぎり低図示用供給熱量領域を使用することが望ましい。その場合は、圧縮比 10 の方がその低領域で効率が大となるメリットがある。

4.5 圧縮比が 10.5 の図示用供給熱量別締切比の効果について

始めに、横軸に締切比をとり、圧縮比が 10.5 にて図示用供給熱量を変化させた場合の諸効率の結果を図 6 に示す。図示用供給熱量は、10/10 の自然吸気・量論空燃比の図示用供給熱量 L_0 を最大とし、 $x/10$ と分類して求めた。また、圧力比が最大となるオットーサイクルなら締切比が 1、一方、圧力比が最低となる限界のディーゼルサイクルの締切比が求まり、その間はサバテサイクルとなる。なお、推定正味 EC 効率は省略した。

- (1) 細線 2 点鎖線 (従来理論) の理論熱効率 (η_m) は、締切比 1 にて最大かつ定数の約 61 % が得られた。限界の L_0 なら、以後締切比を高めると、単調に圧力比が最低となる限界のディーゼルサイクルの結果まで低下した。図示用供給熱量を低下すると、定数の約 61 % からわずかずつ低下したが、正味熱効率に比べて余りに高過ぎ、理論的目標を示すとは言えなかった。
- (2) 一方、1 点鎖線 (改善理論) の理論 EC 効率 (η_{EN}) は、締切比が 1 にて最大の 64 % となり、以後締切比を高めると、単調に圧力比が最低となる限界のディーゼルサイクルの結果まで低下した。図示用供給熱量を小とすると、締切比が 1 における値はわずかずつ低下し、以後締切比を高めると、前述と同様の傾向を示した。この結果も、正味熱効率に比べて余りに高過ぎ理論的目標を示すとは言えなかった。
- (3) 太実線 (改善理論) の暫定正味 EC 効率 (η_{PN}) は、黒太実線で示された自然吸気・量論空燃比の図示用供給熱量が L_0 なら、締切比 1 にて最大の約 54 % となり、以後締切比を高めると、単調に圧力比が最低となる限界のディーゼルサイクルの結果まで低下した。図示用供給熱量を低下すると、締切比 1 の最大値も低下し、以後締切比を高めると、その最大値より単調に圧力比が最低となる限界のディーゼルサイクルの結果まで低下した。しかも、締切比の範囲も狭くなった。そして、その全体の傾向と大きさは、正味熱効率と密接な関係が得られた。

以上にて、従来理論および改善理論の理論EC効率は適切でないことが確認された。実機関では縮切比の1はありえず、その1に近いサバテサイクルをさせるのが有効であると判断された。また、図示用供給熱量が限界 $L0$ の 1.5/10 以下では、暫定正味EC効率は負となった。なお、実機関では、アイドリング対策、排気再循環対策、低負荷対策、中負荷対策、高負荷対策など多くの対策がなされており、理論結果とは異なっているが、改善理論の暫定正味EC効率は全体を予測し目標となる結果を示した。さらに、図示用供給熱量が限界の一例の $L1$ の結果を参考に示したが、大幅な増大は得られなかった。

4.6 圧縮比の効果について

始めに、横軸に圧縮比をとり、図示用供給熱量のいくつかの過給の結果と圧力比が一定の各暫定正味EC効率曲線その他の結果を図7に示す。なお、圧縮比が14以下と16以上に分けた。ただし、14以下は、 $L0$ が現在では限界である。

(a) スカイブルー実線で示した図示用供給熱量限界 $L1$ での暫定正味仕事 (W_{PN}) は、圧縮比が14以下では圧縮比の低下と共に減少したが、14以上ではほぼ一定であった。なお、圧縮比が15以上にて、図示用供給熱量がそれぞれの過給限界条件で η_{PN} が最大となる最適圧縮比の場合を同破線で示したが、圧縮比を高めるほど大幅に増大する結果を得た。

(b) 黒2点鎖線（従来理論）の理論熱効率 (η_{th}) は、前述の考察同様目標にはならない。

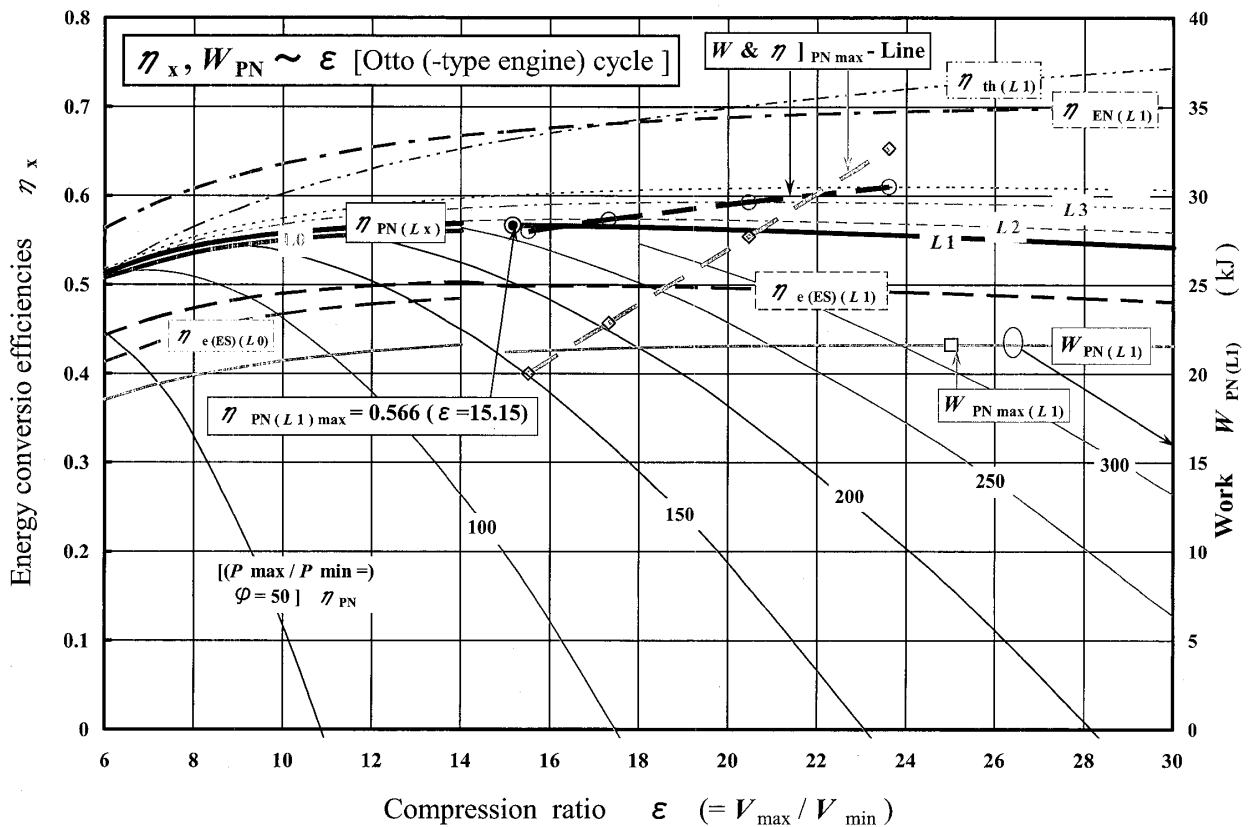


図7 オットーサイクルの諸効率などと圧縮比の関係

- (c) 緑1点鎖線（改善理論）の理論EC 効率（ η_{EN} ）は、図の最大圧縮比の30より少し大で最大となった。これも目標にはならない。
- (d)（改善理論の）暫定正味EC 効率（ η_{PN} ）は、図示用供給熱量の限界別に示した。L1の場合、圧縮比の全体を濃い青実線で示したが、圧縮比が14以下は別として、15.15にて最大の56.6%を得た。図示用供給熱量の過給限界を高めると、各細線のようにわずかつ増大した。
- (e) 圧縮比が14以下にて、図示用供給熱量限界L0の結果を赤実線にて示した。L1の場合よりわずか小にて同様の傾向を示した。
- (f) 図示用供給熱量がそれぞれの過給限界条件で最大となる最適圧縮比の場合を濃い青破線で示したが、圧縮比を高めるほどわずかつ増大した。
- (g) 図示用供給熱量の限界L1にて、濃い赤破線の暫定正味EC 効率より推定した推定正味EC 効率（ $\eta_{e(ES)}$ ）は、圧縮比が約16にて最大の約50%を得た。同条件にて、正味熱効率は約47%が得られており⁽¹⁵⁾、理論目標を示している。また、18以上に圧縮比を高めても正味熱効率は低下しているが、このことを理論的に裏付けた。
- (h) 細実線の圧力比別暫定正味EC 効率曲線より、高圧縮比にすると高圧力比になることを示した。正のその効率が得られる圧力比範囲は、圧縮比が10なら、約40から160であるが、同18なら、約110から300強となった。圧縮比を高めるほど高圧対策が要求されることを示した。そして、図示用供給熱量の限界L1以内では、仕事や効率の増大もわずかである結果を得た。
- (i) 図示用供給熱量別最大暫定正味EC 効率を得る最適圧縮比と諸量を表5に示したが、L1の3.0まで実現性があると考えられる。ただし、すでに述べたように過給機駆動損失も大となり、暫定正味仕事の増大もわずかで、その効率の増大は期待できない。

以上より、推定正味EC 効率は損失を含めていないが、圧縮比が（後述の）約16にて最大になるなど、正味熱効率とほぼ一致した。すなわち、理論予測を適切に示した。過給を高めるなら、圧縮比を高めると仕事や効率が増大することも確認された。しかし、過給機駆動損失が大となり、仕事は増大するが、効率は逆に低下しており、むやみに高める必要がないと判断された。

表5 4種の過給時の暫定正味EC 効率が最大となる最適圧縮比の場合の諸量

ε	ξ	φ	τ	Q_H	L_X	E_{SU}	W_{th}	W_{KN}	W_{PN}	η_{th}	η_{EN}	$\eta_{PN(max)}$	$\eta_{e(ES)}$
15.15	1	275.50	18.19	38.05	2.856	38.05	25.22	25.22	21.24	0.6628	0.6726	0.5664	0.4983
17.30	1	331.24	19.15	40.05	3.0	39.90	27.24	27.24	22.87	0.6803	0.6829	0.5732	0.5146
20.45	1	449.04	21.96	46.53	3.5	46.74	32.62	32.62	27.71	0.7010	0.6979	0.5929	0.5624
23.60	1	583.83	24.74	52.99	4.0	53.53	38.03	38.03	32.63	0.7176	0.7104	0.6096	0.6070

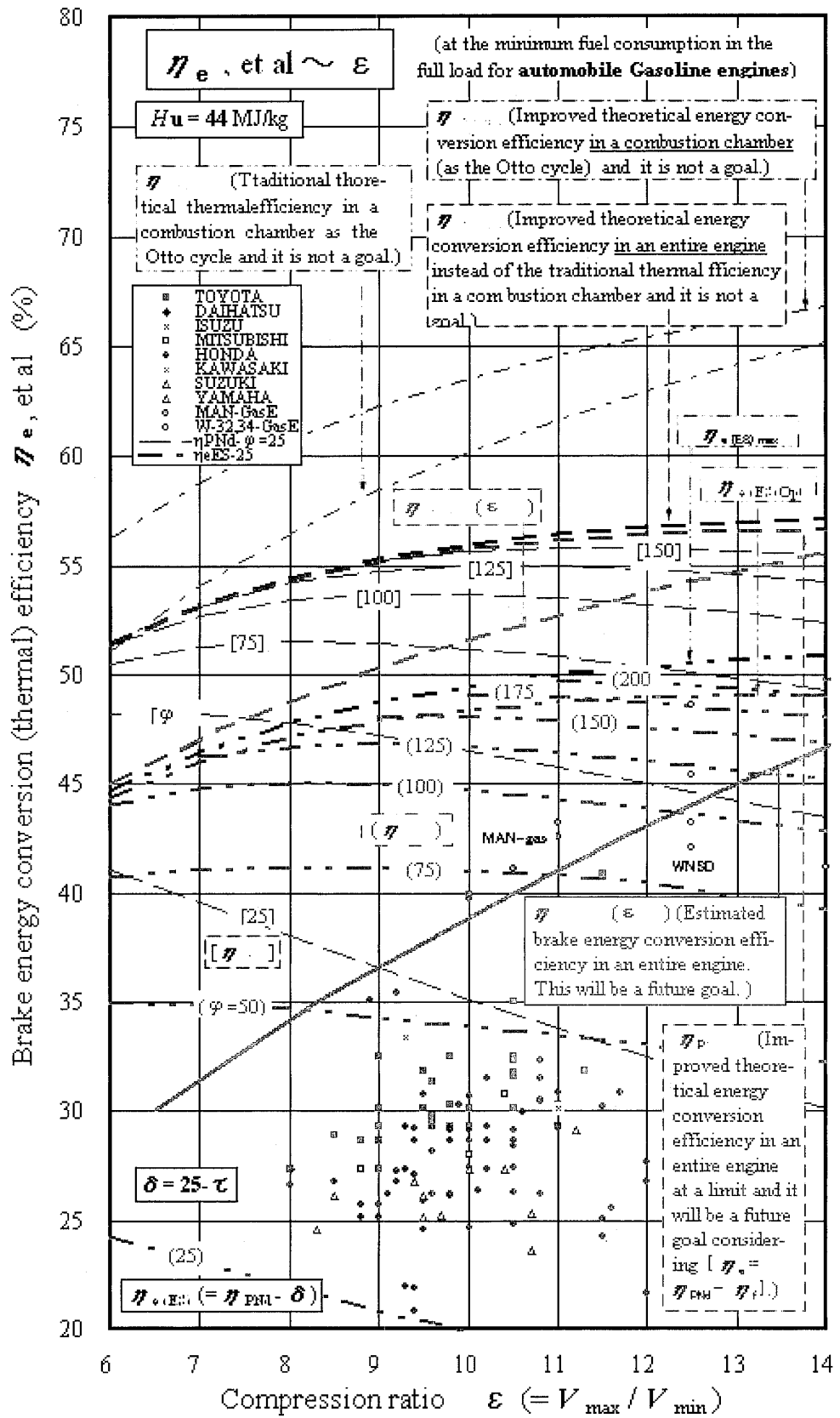


図 8 - 1 理論諸効率および正味熱効率と圧縮比の総合的關係 - 1

4.7 理論結果と正味熱効率の総合比較

機関の最少燃料消費率⁽¹⁵⁾より正味熱効率を求め、今回とは異なる設定条件の理論結果との比較をした。すなわち、圧縮比が13以下のガソリンおよびガス機関の結果を図8-1そして16以上のディーゼル機関の結果を図8-2にそれぞれ示す。その場合の燃料の発熱量は図中に示す。

圧縮比が13以下の自動車用ガソリン機関の正味熱効率は、ほとんどが33%以下であった。最近の例として、35%および41%となる例があった。なお、ガス機関の特別な研究結果⁽¹⁴⁾として、48%の結果も得られている。これに対し、理論的にわずか高い推定正味EC効率が求められた。

一方、圧縮比が16以上の乗用自動車用から特殊車両用までのディーゼル機関の最少燃料消費率における正味熱効率は、圧縮比が16から17.5にて最大となり、それ以上大となると全体に単調に低下する傾向を示した。すでに、50年以上前の実測値の結果⁽¹⁶⁾が得られているが、大きさは当時の値であるが、この傾向を見出していた。なお、赤太実線の理論的に求められた推定正味EC効率は、その傾向を改めて裏付けた。また、大きさもこれらの正味熱効率の目標を示していると判断された。

圧縮比が13以上16未満間の正味熱効率が見当たらないのは、技術的課題が解決されていないためといえる。今後、理論的に効率が最大となる領域であることより、技術的課題が解決されることを期待したい。また、圧縮比が16以下の今後の課題として、燃焼室内直接燃料噴射化が進められることと思われるが、その際の燃焼開始対策技術の進歩が期待される。それにより、機関の回転速度を高めても正味熱効率は40%以上に高められると考えられる。

さらに、圧縮比の20以上は、何らかの特殊車両用で効率の向上より動力の増大を要求されたためと考えられる。

5. 結 言

従来の熱効率の名称は、より多くの取り扱いが要求される現在では、明確な名称とはいえなくなってきた。そこで、より明確な名称を確定すべく基本方針を定め、改善名を提案した。車の場合を取り上げると、動力の取り出し箇所により効率も変わることは当然であり、また、供給エネルギー形態から変換された目的のエネルギー形態を明確にすべきである。それを踏まえ、効率名を定めることを試みた。一例として、エンジンのクランク軸端での効率は、“エンジンのクランク軸端〔熱→動力（仕事）〕エネルギー変換（EC）効率（長すぎるので、“クランク軸端EC効率”と称す。）”と提案する。すると、車の正味熱効率は、“車輪端EC効率”と称すべきである。

次に、従来のエネルギー変換理論に対し改善されたエネルギー変換理論を取り上げ、基本の理論サイクルに適用し検討した。例えば、オットーサイクルでは、従来の理論熱効率は、圧縮比の

みの関数で求められ、理論仕事 η が0であっても高い値となる、また、供給加熱量や他の変数に関わらず一定となるなど、科学的合意が得られない結果となっていた。一方、改善理論の結果は、理論仕事 η が0となると改善された理論エネルギー変換 (EC) 効率も0となった。また、供給エネルギー量や他の変数と関係し、圧力比などを高めるとその効率も増大した。しかし、燃焼室内結果の理論エネルギー変換 (EC) 効率は、機関の正味熱効率とは密接な関係が得られず、逆に、機関の正味熱効率の理論的目標を示さなかった。ところが、改善理論では、クランク軸端EC効率に対応する理論的に求められる“暫定正味エネルギー変換 (EC) 効率”が求められた。この効率は、機関の正味熱効率と密接な関係が得られ、理論的目標を示した。特に、図示用供給熱量との関係を求めたところ、従来の理論熱効率は、図示用供給熱量に関わらず圧縮比が決まれば一定の値となるが、改善理論の暫定正味 EC 効率は、図示用供給熱量の増大と共に増大し、正味熱効率の傾向を裏付けた。しかも、過給の程度にも確実に対応し、スピード競技用ダブル・チャージャ使用エンジンの理論予測も求められた。このように、改善理論はエンジンの今後の開発に貢献することが期待される。

(参考文献)

- (1) C. F. Taylor, “The Internal-Combustion Engine in Theory and Practical” Vol.1, 2nd Edition, (1910～)
- (2) Faires V. M., “Thermodynamics”, Macmillan Co. 1936～
- (3) Schmidt E., “Thermodynamik” Springer-Verlag, 1963
- (4) 最近の例：日本機械学会テキストシリーズ “熱力学”, JSME, 2002
- (5) 機械工学ハンドブック B7 “内燃機関” JSME, 1985, Fig. 4 of p.B7-4
- (6) “自動車技術ハンドブック” 自動車技術会, 1989
- (7) 一例, 日本学術会議熱工学研究連絡委員会編, 「熱エネルギーの有効利用」, 熱エネルギーの有効利用に関するシンポジウム講演論文集, 1974
- (8) NAGATA M., “Improved Energy Conversion Efficiency of Otto-type Engine (Relation between Work and EC Efficiency from the Theoretical to the Net)”, SAE paper 2001, 2001-01-3234
- (9) NAGATA M., “Improved Energy Conversion Efficiency of Sabathè-type Engine (Theoretical Prediction in not a Combustion Chamber but an Engine)”, SAE paper 2002, 2002- 01-2195
- (10) NAGATA M., “Theoretical Study of the Best Engine for Hybrid Cars”, AIAA, Proceedings of 4th International Energy Conversion Engineering Conference 2006, 2006- 4124
- (11) 一例, 「超高効率エンジンを目指す最新エンジン技術と将来動向」 JSME, [No. 99-85], 講習会教材, 1999
- (12) 日本機械学会ハンドブック B6, “動力プラント” JSME, 1985
- (13) Taniguchi, H “The second law analysis of heat pump”, J of the Heat Transfer Society of Japan” 1994, 33-128
- (14) Chen S. K., Beck N. J., “Gas engine Combustion Principles and Applications” SAE paper 2001-01-2489, 2001

- (15) “エンジンデータブック '02/'03” , 山海堂 2003
- (16) Caris D. F., Nelson E. E., “a new look at High Compression Engines” SAE TRANSACTIONS, Vol. 67, 1959, pp.112~124