

Title	ディーゼルエンジンの高性能化に関する研究
Author(s)	土佐, 陽三
Citation	大阪大学, 1998, 博士論文
Version Type	VoR
URL	https://doi.org/10.11501/3144005
rights	
Note	

Osaka University Knowledge Archive : OUKA

<https://ir.library.osaka-u.ac.jp/>

Osaka University

ディーゼルエンジンの高性能化に関する研究

平成9年

土佐 陽三

目次

第1章 緒論	1
1.1 まえがき	1
1.2 従来の研究	1
1.2.1 ディーゼルエンジンサイクルの研究	2
1.2.2 吸排気系に関する研究	2
1.2.3 排気ターボ過給システムの研究	3
1.2.4 筒内熱損失の研究	4
1.2.5 NO _x 低減の研究	5
1.3 本研究の目的と特徴	6
1.4 本研究の構成	7
参考文献	9
第2章 ディーゼルエンジンサイクルの改善	11
2.1 まえがき	11
2.2 これまでの改善策と現状	12
2.3 筒内サイクルの解析評価法	24
2.3.1 解析手法の高精度化	24
2.3.2 筒内圧力解析結果の検討	29
2.3.3 まとめ	31
2.4 熱効率支配因子の解析	31
2.4.1 解析検討結果	32
2.4.2 今後の低燃費率化の可能性	37
2.5 むすび	42
参考文献	42
第3章 吸排気系二次元非定常流計算法の開発とその応用	44
3.1 まえがき	44
3.2 吸気系の解析	45
3.2.1 まえがき	45
3.2.2 解析法	45
3.2.3 吸気系解析結果	48
3.2.4 まとめ	54
3.3 V形8気筒ディーゼルエンジンの共鳴吸気系への応用	54

3.3.1	まえがき	54
3.3.2	システムの構成	54
3.3.3	試験および解析の結果	57
3.3.4	まとめ	61
3.4	排気系の解析	61
3.4.1	まえがき	61
3.4.2	解析法と解析結果	61
3.4.3	まとめ	67
3.5	むすび	67
	参考文献	68
第4章	排気ターボ過給システムの高度化	69
4.1	まえがき	69
4.2	排気ターボコンパウンドによる性能向上	70
4.2.1	まえがき	70
4.2.2	コンパウンドサイクルの基本特性	72
4.2.3	実サイクルでの排気エネルギー回収特性	80
4.2.4	ターボコンパウンド実機試験結果	86
4.2.5	まとめ	89
4.3	排気ターボ過給ディーゼルエンジンの過渡応答性の改善	90
4.3.1	まえがき	90
4.3.2	試験装置	91
4.3.3	試験結果	92
4.3.4	過渡応答性改善の検討	98
4.3.5	まとめ	103
4.4	むすび	103
	参考文献	104
第5章	ディーゼルエンジン筒内熱損失の解析	105
5.1	まえがき	105
5.2	筒内非定常熱伝達の計測	106
5.2.1	まえがき	106
5.2.2	実験装置および方法	107
5.2.3	実験結果と考察	109
5.2.4	まとめ	118
5.3	筒内非定常熱伝達の特性格解析	119

5.3.1	まえがき	119
5.3.2	計算モデルと計算法	119
5.3.3	計算結果と検討	122
5.3.4	まとめ	126
5.4	むすび	127
	参考文献	128
第6章	燃料・水層状噴射によるディーゼルエンジンのNO_x低減	129
6.1	まえがき	129
6.2	燃料・水層状噴霧燃焼の狙い	129
6.3	高速ディーゼルにおける燃焼試験	131
6.3.1	まえがき	131
6.3.2	試験装置	132
6.3.3	試験結果および考察	135
6.3.4	まとめ	137
6.4	低速ディーゼルにおける燃焼試験	138
6.4.1	まえがき	138
6.4.2	試験装置	138
6.4.3	試験結果および考察	141
6.4.4	まとめ	148
6.5	むすび	148
	参考文献	149
第7章	結論	150

謝辞

第1章 緒 論

1.1 まえがき

近年のエネルギー資源の枯渇、地球規模の環境問題により、原動機に求められる技術革新の要求は益々高度化され、これらに応えられない原動機は、特殊用途を除いて、来る 21 世紀の主流とはなり得ないものと考えられる。

ディーゼルエンジンは、その約 100 年の歴史の中で幾多の変遷を経ながらも着実な発展を遂げ、今日では数十馬力から数万馬力の幅広い出力レンジを占める他に類を見ない原動機としての地位を確保するに至っている。その発展のベースとなっている特徴の一つが、ディーゼルエンジンの熱効率の高さにあり、同一クラスの出力レンジにて最も高い熱効率を生み出す資質を有し、かつそれを発揮させる軽量高出力化とさらなる熱効率向上のための技術開発がなされてきた結果、特に移動性の機器用の原動機として他の追従を許さない地位を得ているものとする。

しかし一方、21 世紀への生き残りという点からは、ディーゼルエンジンのもつ振動、騒音、排ガスなどの本質的な欠点を克服し、なおかつより一層の軽量高出力化と高い熱効率を目指すことが、エネルギーの有効利用や CO₂ 問題への社会ニーズに応える一つの方策であり、ディーゼルエンジンの生き残りのための必要条件であるとする。すなわち、ディーゼルエンジンの最大の特徴としての熱効率を、高出力化と低公害化の動向に対応した上で、今後どこまで伸ばすことができるかが、今後予想される各種の他原動機システム、新動力システムに対抗できる一つのキーファクターであるとする。

本論文は、ディーゼルエンジンの今後の更なる発展のために必要な各種要件の中でも、以上に述べたようなとりわけ重要性の高い技術課題であるとする。高出力、低燃費率および低公害性に関する高性能化を図ってゆくことを目的として、その実現のための阻害要因を明らかにし、かつ今後の高性能エンジン開発に有効な設計開発手法を構築するための研究ならびに技術開発に取り組むこととしたものである。

1.2 従来の研究

ディーゼルエンジンの高性能化に関する研究は、これまでも数多くのかつ広範囲の研究が行われて来ている。すなわち、性能に関する熱力学的考察やサイクル論、吸排気系の流動問題、吸排気行程におけるシリンダ内のガス交換・流動制御、排気ターボ過給をはじめとする各種過給技術開発、燃料噴射系の高圧高噴射率化に関する流動制御技術、噴射燃料の微粒化・分散・混合気形成技術、燃料噴霧の着火・燃焼研究ならびに高効率無公害燃焼制御技術、シリンダ内高温ガスからの熱損失抑制や部材の冷却技術、さらには、これら

高性能化技術を実現するための材料、強度、トライボロジー、振動、流体力学、伝熱、等各種要素技術の研究開発がなされてきている。

本研究では、これらエンジンの高性能化を支える各種要素技術・応用技術分野の中でも、特に将来ディーゼルエンジンの高性能化にとって欠かすことのできない技術領域と考えられる、ディーゼルエンジンサイクルの研究、吸排気系の非定常流動に関する研究、排気ターボ過給システムの研究、筒内熱損失の研究、および低 NOx 燃焼技術の研究について取り組むこととする。

1.2.1 ディーゼルエンジンサイクルの研究

ディーゼルエンジンのサイクルに関する研究は古くから数多くの取り組みがなされてきており、サイクル解析評価手法の研究、性能シミュレーション手法の研究、各種損失要因の計測評価の研究、さらにはこれらを駆使した新サイクル提案の研究等が行われてきているが、特にディーゼルエンジンの熱効率向上について、とりわけ近年目覚ましい改善を見せ、熱効率 50% を越えるレベルに至っている低速 2 サイクルディーゼルエンジンに関する取り組みについては、参考文献(1)～(3)等に体系付けて述べられており、本研究でもこれらを参考にして考察を展開している。すなわち、ディーゼルエンジンのサイクルを規定する熱力学的作動領域の拡大を図る一方、派生する各種損失要因の排除・低減のための研究開発の結果として、ディーゼルエンジンの持続的な高出力・高効率化が図られてきている。しかし、従来の研究では、今後のディーゼルエンジンサイクルの改善に関して熱力学的な定量評価やその実現の可能性を提示しているものは必ずしも見受けられない。

一方、エンジンの筒内指圧図を用いた燃焼およびサイクルの解析評価技術や機関性能シミュレータ⁽⁴⁾を用いたエンジン性能予測評価技術は、エンジン性能向上のための有力な手段として古くから用いられてきている。すなわち、エンジン試験にて計測された筒内指圧図データを用いて解析評価される各種情報の中でも、エンジン性能への影響が大きい燃焼性能の評価法として受熱率解析が広く用いられてきており、かつ、その結果より受熱期間や受熱モード、有効熱発生率等要素分けされた定量的評価尺度が構築されてきている。また、機関性能シミュレータについても筒内サイクルの熱力学的なモデル化により、エンジンの出力、熱効率や排気温度等各種性能の定量予測手法として用いられ、高性能エンジンの研究開発の効率化に貢献してきている。本研究においてもこれら解析手法を用いた検討を実施するが、その解析手法の高精度化については、これまで必ずしも十分な検討が行われてはいない。すなわち、解析に用いられているエネルギー式の取り扱いについては Borman ら⁽⁵⁾が、ガス物性値を直接内部エネルギーとして数式表示する事により厳密な解析が行われた例があるが、いわゆる内燃機関の教科書等⁽⁶⁾を始めとして、取り扱いに厳密性が欠けている場合が大半であると考えられる。

1.2.2 吸排気系に関する研究

エンジンの吸排気系に関する研究は、吸排気系システムの研究、吸排気弁部の非定常流動の研究、筒内スワール（旋回流）制御技術の研究、筒内のガス交換の研究等数多くの研究がなされてきている。これらの中でも、エンジンの非定常吸排気流れを制御して吸入空気量の増大、すなわち体積効率の向上を図り、エンジン性能を向上させる試みは、古くから実験的および解析的手法を用いて行われてきており、近年特に車両用エンジンなどにおいて実用化が数多くなされている^{(7)~(10)}。

脈動を利用した吸気系システムの最適化には、非定常流計算手法を用いた解析検討が有効であり、一次元特性曲線法に代表される計算検討手法は、古くから吸気系システムの開発に適用されて来ている^{(11), (12)}。しかし一次元非定常流計算では、分岐・集合部や曲がり部など管路の形状によるモーメントの配分への影響が大きい場所にて、等圧の仮定を導入すること等による評価精度の低下が問題であり、かつ設計検討手法としての解析機能としても不十分であった。特に、多数のシリンダを連結する吸気系システムを、車載を前提として限られたスペース内に配置する場合には、これら形状効果の影響が無視できず、脈動利用設計手法としては適合性に欠けていた。吸気系システムの全体にわたって、直接二次元計算を実施した例もこれまでにいくつか見られるが⁽¹³⁾、膨大な計算時間および計算コストの点で設計手法としては実用的ではない。

吸気系システムにおける吸気の非定常流動を制御して体積効率の向上を図り、エンジン性能を向上させる、いわゆる吸気脈動利用技術には、吸気流れの慣性力を利用した慣性過給技術と吸気管内の気柱共鳴を利用した共鳴過給技術に大別されるが、特に後者を利用した共鳴吸気システムについては、車両用エンジンをはじめとした低速域でのトルクを要求されるエンジンの、低速域体積効率向上の手段として有効である。共鳴吸気システムはCser⁽⁷⁾により開発され、特に3、4、6シリンダエンジンの特定回転数域での体積効率向上を狙って数多く実用化されている。しかし、本研究にて取り上げることとしたV形8シリンダエンジンの場合、左右両バンクをまたいだ等間隔吸入シリンダを組み合わせて共鳴系を構成する必要があり、これまでに一部試みられてはいるものの⁽⁸⁾、複雑な形状構成のために実用化されているものはない。

一方、エンジン排気系の最適化設計においては、体積効率の向上ばかりではなく、排気騒音低減や、さらには音質まで含めた排気系の音響特性の改善が必要となっている。そのための解析評価手法として、従来的一次元非定常流計算法は^{(14)~(17)}、吸気系と同様、形状効果が支配的な系では実現象との対応が十分ではない。しかし、排気系全体を多次元計算すると計算時間が長くなり実用的な設計検討手法として広く適用して行くには問題がある。排気系の脈動の高周波数成分を正しく記述するアルゴリズムや、シミュレーション手法により排気系の音響特性を高精度に予測する技術に関しては、これまで必ずしも十分な研究はなされてはきていない。

1.2.3 排気ターボ過給システムの研究

ディーゼルエンジンの更なる低燃費率化を図るためには、現状にて供給燃料熱量の約 1/3 もの割合を占める排気損失エネルギーを有効に利用することが必須であると考えられる。エンジンの排気エネルギーの利用技術の一つとして、排気ターボ過給は古くから研究・開発が行われ、その本来の目的である、過給による高出力化、高平均有効圧化技術として広く各種エンジンに適用、実用化が図られて来ている。さらに今日では、排気ターボ過給技術の向上ならびに排気ターボ過給機自体の効率向上により、単に高出力化のみでなく、それに伴う機械効率の向上や、給排気過程のポンプ出力としての排気エネルギー回収、さらには 2 サイクルディーゼルにおける各種サイクル改善手法として活用され、エンジンの熱効率向上に寄与しているという状況にある。すなわち、排気ターボ過給機単体の高性能化の研究、排気ターボ過給システムの最適化のためのシミュレーション手法の研究、動圧過給や静圧過給等の各種過給方式の研究、排気ターボ過給の短所である低速域のトルク特性や過渡応答性の不足に対する改善研究等が取り組まれて来ており、これらの取り組みの成果として、今日の排気ターボ過給技術によるエンジン高性能化がなされてきた。

これら排気ターボ過給技術の延長として、排気のエネルギーをより積極的にエンジンの高性能化に生かすことを狙いとした各種排気エネルギーの有効利用技術⁽¹⁸⁾が検討されているが、中でも、本研究で取り上げる排気ターボコンパウンドエンジンは古くから研究開発取り組みがなされ、一部実用機も開発された。このシステムは、排気エネルギーによりタービンを駆動し、この動力を動力伝達系を介してエンジン出力軸に回収出力として加えることにより、エンジンの熱効率向上を図るものである。また近年に於いては、エンジンの断熱化、無冷却化の取り組みにおいて、増大した排気熱エネルギーを回収する手段としても注目を集めている^{(19), (20)}。しかし、ターボコンパウンドサイクルのサイクル論およびそのエネルギー回収特性については、これまでに十分に論じられた報告はなく、単に回収タービンをつけたことによりエネルギー回収されるという見方しかされてはいない。

一方、排気ターボ過給における研究開発課題として、先に述べたようにその短所である低速域のトルク特性の向上や動特性の改善に関する研究が行われて来ており、前者の低速トルクの改善には、排気ターボ過給機タービンノズルの可変等により実用化もなされてきている。しかし、後者の排気ターボ過給エンジンの応答性については、主としてシミュレーションによる特性把握や^{(21)~(29)}、応答性改善策の試み^{(30), (31)}を中心とした取り組みがなされて来てはいるものの、近年とりわけ排気ターボ過給化の動向の著しい車両用排気ターボ過給ディーゼルエンジンに関して、その実機の過渡時の特性や課題を定量的に示すデータはほとんど得られていない状況にある。

1.2.4 筒内熱損失の研究

ディーゼルエンジンの燃焼室壁への熱負荷予測は、現状では筒内圧力データから求める筒内平均ガス温度と、熱伝達率を表現する実験式^{(32)~(35)}から予測する手法がとられてきている。しかし、この予測では燃焼室の各場所での熱負荷の空間分布は規定できない、また

噴霧火炎やスワールの影響を評価できないなど問題が多く、近年の高出力エンジンの設計に対しその適用可能性には限界がある。一方、エンジンの低燃費率化のためには熱損失低減が重要であり、燃焼室内の空間的・時間的な熱損失の評価手法の構築が求められている。これまではスワール、噴霧などのパラメータを変えたときの筒内圧力の計測結果を用いて受熱率の解析を行っているが、燃焼による熱発生と熱損失を分離して評価することは不可能であった。

エンジンの燃焼室内非定常熱伝達に関しては、これまでも解析や計測を含め数多くの研究がなされてきているが^{(36)~(42)}、エンジン内部で生じている非定常伝熱現象の把握・解明、さらにはこれらをベースにした予測解析技術に関しては、複雑な燃焼・流動現象とも不可分の現象であることから、飛躍的な技術展開が見られないという状況にある。すなわち、計測技術に関しては、各種非定常熱流束計測手法に関する取り組みならびに現象把握の進展は見られるものの、ディーゼルエンジンの各種燃焼条件をパラメータとした系統的な筒内非定常熱伝達の計測実験はほとんどなされていない。

一方、予測技術に関しても、現状では燃焼室壁部材と筒内作動ガスとの熱授受は、それらの温度差と実験式^{(32)~(35)}で表される熱伝達率との積により算出推定される手法がとられてきているが、例えば、断熱エンジンに於けるような高壁温下では熱伝達率は従来エンジンよりも高くなるという実験結果⁽⁴³⁾があり、このような特性は従来の熱伝達率の実験式では説明できない。これは、筒内ガスの壁面近傍での温度分布の非定常性が関係するものと考えられるが、現状ではエンジンの筒内非定常熱伝達のメカニズム自体がまだ必ずしも明確にはされていないという状況にある。筒内の熱伝達解析のモデル化や周期熱伝達に関しては、小栗⁽⁴⁴⁾、一色⁽⁴⁵⁾他の一次元モデルや、池上・西脇ら⁽⁴⁶⁾の多次元モデル、さらには数値流動解析を用いた取り組み^{(47)~(49)}等幾つかの数値計算による検討が試みられているが、本研究にて考察を加える壁温度の影響について検討された結果はない。

1.2.5 NOx 低減の研究

ディーゼルエンジンのNOx低減手法は、これまでも各種取り組まれてきており、エンジン本体からのNOx生成抑制手法として有効な手法と考えられる火炎温度の低減を狙いとした対応策を中心に、燃料噴射時期遅延や吸気温度の低下など各種施策が実施されてきている。また、ディーゼルの高温高圧場における噴霧拡散燃焼自体の制御によるNOx生成抑制を目指した各種燃焼研究も数多く取り組まれてきており、燃焼場でのNOx生成メカニズムの追求をはじめ、これら知見に基づいた燃料噴射系や燃焼室形状等による乱流混合・拡散の制御等、近年の目覚ましい進展が見られつつある。

一方、これらディーゼルNOx低減手法の中でも、水分添加燃焼は主に火炎冷却によるNOx生成の抑制効果が得られることから有効な手段の一つであると考えられ、これまでも乳化油燃料の使用^{(50)~(58)}や筒内への水噴射あるいは吸気空気中への水添加など試みられ、一部実用に供されているものもある。しかし、これら従来の水添加方式はいずれも取扱性や

エンジンの信頼性に問題があり、そのため広く実用化されるには至っていない。

本研究では NOx 低減技術としてこの水添加燃焼技術について新たに考案された燃料・水層状噴射燃焼システムの研究に取り組むが、そこで生じる現象は従来のディーゼル燃焼の前提となっていた均質性状の燃料を噴射するというものとは異なり、制御された不均質性状の燃料による噴霧拡散燃焼現象であり、これまで取り組まれてきている燃焼研究には全く当てはまらないものである。

1.3 本研究の目的と特徴

本研究の目的と特徴は以下の通りである。

すなわち、ディーゼルエンジンの今後の更なる発展のために必要な各種要件の中でも、とりわけ重要性の高い技術課題と考えられる高出力、低燃費率および低公害性に関する高性能化を図ってゆくことを目的として、ディーゼルエンジンのサイクルの改善、吸排気系の非定常流解析技術の開発とその応用、排気ターボ過給システムの高度化、ディーゼルエンジン筒内熱損失の解析技術の高度化、および NOx 低減技術の開発に取り組む。

まず、ディーゼルエンジンサイクルの改善については、ディーゼルエンジンの熱効率向上について、とりわけ近年目覚ましい改善を見せ、熱効率 50%を越えるレベルに至っている低速 2 サイクルディーゼルエンジンを中心に、低燃費率化へのこれまでの取組と現状分析について述べ、引き続き本研究にて高精度化された解析手法によるサイクル解析検討結果をベースに、今後の更なる高効率化への可能性と改善策について考え方を示す。

次に、吸排気二次元非定常流計算法の開発とその応用については、エンジンの吸気系シミュレーションの機能および精度向上を目的とし、かつ設計検討手法としても実用的な新しい解析手法の開発を実施する。すなわち、計算時間の短い実用的な解析手法とすることを狙いとして、分岐・集合部等流路形状の影響の大きな部分のみを粗いメッシュの三角形二次元要素に分割し、その他の部分は一次元の直管としてモデル化することを試みる。また、本解析手法の応用として、ここで開発した二次元非定常流計算法によるシステム形状諸元の最適化検討結果をベースに、車両用として搭載可能なコンパクトな形状を前提とした新形式の V 形 8 気筒エンジンの共鳴吸気システムの開発・試験を実施する。また、吸気系と同様、排気系についても管路部を一次元で取り扱い、分岐合流部および容積部を二次元で計算することを特徴とし、かつ、その音響特性を評価可能とする高周波数レベルまで圧力変動評価が可能な排気系非定常流計算手法の開発に取り組み、実験結果との比較によるモデルとアルゴリズムの妥当性の検証を行う。

排気ターボ過給システムの高度化については、1)エンジンのさらなる高効率化を図るための排気エネルギーのより積極的な有効利用技術の構築、ならびに、2)特に中高速エンジンにおいて、排気ターボ過給化の拡大の妨げとなっているエンジンの動特性に関してその解明ならびに改善に取り組む。

すなわち、前者に対しては、付加する機構の部品点数が少なく、かつ最も実用化に近いシステムとしてディーゼルサイクルとブレートンサイクルの複合サイクルであるターボコンパウンドサイクルエンジンを取り上げ、排気エネルギー回収についての諸特性を明らかにした上で、高過給高速ディーゼルエンジンを対象として排気ターボコンパウンド実験機関を開発し、エンジンの大幅な低燃費率化の実現を目指す。

一方、後者の排気ターボ過給エンジンの過渡応答性に関しては、近年排気ターボ過給化による小型高出力化、低燃費率化および無公害化への技術開発の動向が目覚ましい、バス・トラックなどの車両用ディーゼルエンジンを対象として、車両用排気ターボ過給エンジンの過渡特性の解明ならびにその改善を目指し、特に発進加速時の応答性に着目した過渡特性試験を実施してその特性を定量的に明らかにすることを特徴とすると共に、今後の改善策について考察を行う。

ディーゼルエンジン筒内熱損失の研究では、ディーゼルエンジンの燃焼室内の現象を考慮できる熱負荷予測手法の確立、および、熱損失の分離評価を可能とした性能予測手法を構築するための基礎データを得ることを目的として、単筒実験機を用いた各種パラメータに関する系統的な筒内非定常熱伝達の計測実験を行うと共に、各種燃焼条件の筒内非定常熱伝達に及ぼす影響につき定量評価を行うことを特徴とする。またさらに、エンジンの筒内非定常熱伝達のメカニズムの一部を解明することを目的として、エンジンの筒内壁面近傍の圧縮・膨張過程を伴う一次元非定常熱伝導モデルにより筒内非定常熱伝達特性解析計算を実施し、高壁温下での筒内ガス非定常熱伝達特性に関する新たな伝熱メカニズムについて考察する。

ディーゼルエンジンの排気 NOx 低減の研究では、乳化油方式などの従来の水添加に替わる新方式の水分添加燃焼法として、燃料と水を一つの噴射弁から層状に配分して噴射することにより、ディーゼル燃料噴霧の物理性状を制御された不均質化状態とすることを試みる。すなわち、燃料噴射弁の燃料通路内に、噴射が行われていないタイミングに水を注入し、燃料と水を層状に配して噴射するもので、先頭に噴射される燃料により着火性が確保されるために多量の水添加を可能とし、かつ、注入弁の操作により発停時等にも容易にかつ即座に水添加の開始や停止が行えるという長所を有している。この新方式の燃料・水層状噴射 (SFWI:Stratified Fuel-Water Injection) システムについて、本システムによるディーゼル噴霧燃焼特性および NOx 低減手法としての有効性を明らかにするために、高速 4 サイクルディーゼルおよび低速 2 サイクルディーゼルを対象とした単筒実験機による燃焼基礎試験を実施する。

1.4 本研究の構成

本研究では、ディーゼルエンジンの今後の更なる発展のために必要な各種要件の中でも、とりわけ重要性の高い技術課題であると考えられる高出力、低燃費率および低公害性に関

する高性能化を図ってゆくことを目的として、その実現のための阻害要因を明らかにし、かつ今後の高性能エンジン開発に有効な設計開発手法を構築するための研究ならびに技術開発に取り組む。

本論文の構成と概要は以下のとおりである。

第2章では、ディーゼルエンジンの熱効率向上について、とりわけ近年目覚ましい改善を見せ、熱効率50%を越えるレベルに至っている低速2サイクルディーゼルエンジンを中心に、低燃費率化へのこれまでの取組と現状分析について述べる。引き続き、筒内サイクル解析評価法の解析精度の見直しおよび改善について検討し、その結果を組み入れた高精度化された筒内サイクル計算手法を用いて、ディーゼルエンジン熱効率の改善ならびに今後の高効率化の可能性について検討を実施する。

第3章では、エンジンの吸気系シミュレーションの機能および精度向上を目的とし、かつ設計検討手法としても実用的な解析手法として、二次元形状を考慮した非定常流計算手法を開発する。さらに、本解析手法の応用として、ここで開発した二次元非定常流計算手法によるシステム形状諸元の最適化検討をベースに、V形8シリンダエンジンの共鳴吸気システムの開発・試験を実施する。また、エンジンの排気系についても、管路部を一次元で取り扱い、分岐合流部および容積部を二次元で計算する実用的な解析手法で、かつ、その音響特性をも評価可能な高周波数レベルまでシミュレートすることができる排気系非定常流計算手法の開発について述べる。

第4章では、排気ターボ過給技術のより一層の高度化によるエンジンの高性能化を目指し、1)エンジンのさらなる高効率化を図るための排気エネルギーのより積極的な有効利用技術の構築、ならびに、2)特に中高速エンジンにおいて、排気ターボ過給化拡大の妨げとなっている排気ターボ過給エンジンの動特性の解明ならびにその改善、について述べる。すなわち、前者に対しては、ターボコンパウンドサイクルエンジンを取り上げ、排気エネルギー回収についての諸特性を明らかにした上で、高過給高速ディーゼルエンジンを対象として排気ターボコンパウンド実験機関を開発し、エンジンの大幅な低燃費率化の実現を図る。一方、後者の排気ターボ過給エンジンの過渡応答性に関しては、バス・トラックなどの車両用ディーゼルエンジンを対象として車両用排気ターボ過給エンジンの過渡特性の解明ならびにその改善を目指し、特に発進加速時の応答性に着目した過渡特性試験を実施してその特性を定量的に明らかにすると共に、今後の改善策について考察を行う。

第5章では、ディーゼルエンジンの燃焼室内の現象を考慮できる熱負荷予測手法の確立および、熱損失の分離評価を可能とした性能予測手法を構築するための基礎データを得ることを目的として、単筒実験機を用いた筒内非定常熱伝達の計測実験を行うと共に、各種燃焼条件の筒内非定常熱伝達に及ぼす影響につき定量評価を行う。また、エンジンの筒内非定常熱伝達のメカニズムの一部を解明することを目的として、エンジンの筒内壁面近傍の圧縮・膨張過程を伴う一次元非定常熱伝導モデルにより筒内非定常熱伝達特性解析計算を実施すると共に、高壁温下での筒内ガス非定常熱伝達特性に関する伝熱メカニズムにつ

ついて考察する。

第6章では、新方式の燃料・水層状噴射 (SFWI:Stratified Fuel-Water Injection) システムについて、本システムによるディーゼル噴霧燃焼特性および NO_x 低減手法としての有効性を明らかにするために、高速4サイクルディーゼルおよび低速2サイクルディーゼルを対象とした単筒実験機による燃焼基礎試験を実施する。

第7章では、本研究にて得られた結論を総括する。

参考文献

- (1) 立石, 日本機械学会誌, 93-855 (1990), 142.
- (2) 串山, 日本舶用機関学会誌, 24-2 (1989), 66.
- (3) 宮野・ほか4名, 三菱重工技報, 24-2 (1987).
- (4) 串山・ほか2名, 機械学会論文集, 31-230, (第2部) (1965), 1539.
- (5) Krieger, R. B. and Borman, G. L., *ASME Paper 66-WA/DGP-4* (1967).
- (6) 長尾不二夫, 「内燃機関講義 (上巻)」, 養賢堂刊.
- (7) Cser, G., *Proc.I.Mech.E., Turbocharging and Turbochargers, Paper C64/78* (1978).
- (8) Watson, N., *Proc.I.Mech.E., Paper C40/82* (1982).
- (9) Brand, M. C., *SEA Paper 790069* (1979).
- (10) Knecht, W. and Signer, M., *SAE Paper 810342* (1981).
- (11) Benson, R. S., ほか2名, *Int.J.Mech.Sci.*, Vol. 6 (1964), 117.
- (12) Low, S. C., ほか2名, *SAE Paper 790277* (1979).
- (13) Chapman, M., *SAE Paper 790244* (1979).
- (14) Benson, R. S. and Wild, A., *Proc.I.Mech.E.*, Vol. 180-Pt. 37 (1965-66).
- (15) Benson, R. S., *Proc.I.Mech.E.*, Vol. 182-Pt. 3L (1967-68).
- (16) Benson, R. S. and Galloway, K., *Proc.I.Mech.E.*, Vol. 183-Pt. 1-No. 14 (1968-69).
- (17) Benson, R. S., *SAE Paper 710173* (1971).
- (18) Leising, C. J., ほか1名, *SAE paper 780686* (1978).
- (19) Bryzik, W., ほか2名, *SAE paper 830314* (1983).
- (20) Toyama, K., ほか2名, *SAE paper 831345* (1983).
- (21) 磯村・表原, 三菱重工技報, 3-5 (1966), 448.
- (22) 葉山・小泉, 内燃機関, 9-8 (1970), 11.
- (23) Ledger, J. D. and Walmsley, S., *SAE paper 710177* (1971).
- (24) Benson, R. S., ほか3名, *SAE paper 730666* (1973).
- (25) Benson, R. S., ほか2名, *ASME 76-WA/DGP-1* (1976).
- (26) Watson, N. and Marzouk, M., *SAE paper 770123* (1977).
- (27) Winterbone, D. E., ほか2名, *SAE paper 770124* (1977).

- (28) Ghuman, A. S., ほか2名, *ASME 77-DGP-5* (1977).
- (29) Goyal, M. R., *ASME 78-DGP-11* (1978).
- (30) Ledger, J. E., ほか2名, *SAE paper 730665* (1973).
- (31) Ledger, J. E., ほか2名, *Proc.I.Mech.E.*, 187 (1973).
- (32) Eichelberg, G., *Engineering*, 17 (1939), 463.
- (33) Pflaum, W., *MTZ*, 22-3 (1961), 70.
- (34) Woschni, G., *MTZ*, 26-4 (1965), 128.
- (35) Annand, W. J. D., *Proc.Inst.Mech.Eng.*, 177-36 (1963), 973.
- (36) Woschni, G., *SAE Paper 670931* (1967).
- (37) Oguri, T. and Inaba, S., *SAE Paper 720023* (1972).
- (38) 吉田・ほか2名, 日本機械学会論文集, 45-391, B (1979), 416.
- (39) 榎本・古浜, 日本機械学会論文集, 50-453, B (1984), 1353.
- (40) 榎本・ほか2名, 日本機械学会論文集, 50-456, B (1984), 1972.
- (41) 榎本・古浜, 日本機械学会論文集, 51-471, B (1985), 3631.
- (42) 榎本・古浜, 日本機械学会論文集, 52-474, B (1986), 680.
- (43) Furuhashi, S. and Enomoto, Y., *SAE Paper 870153* (1987).
- (44) 小栗, 日本機械学会論文集, 25-160 (1959), 1305.
- (45) Isshiki, N. and Nishiwaki, N., *Bull.MESI*, 3-1 (1975), 25.
- (46) Ikegami, M., ほか2名, *SAE Paper 850467* (1986).
- (47) Gosman, A. D., *Proc. Int. Symp. Diagnost. Model. Combust. Reciproc. Engines (COMODIA)*, (1985).
- (48) Gosman, A. D. and Harvey, P. S., *SAE Paper 820036* (1982).
- (49) Diwalar, R., *SAE Paper 840230* (1984).
- (50) Vichnievsky, R., *11th CIMAC* (1975).
- (51) Valdmanis, E. and Wulbhorst, D. E., *SAE Paper 700736* (1970).
- (52) Murayama, T., *SAE Paper 780224* (1978).
- (53) 中川・ほか2名, 日本機械学会講演論文集, No. 780-16-116 (1978).
- (54) 中川・ほか2名, 日本機械学会講演論文集, No. 780-16-117 (1978).
- (55) 三橋・ほか5名, 三菱重工技報, 15-2 (1978).
- (56) 廣安・ほか2名, 日本機械学会論文集, 48-430 (1982), 1182.
- (57) 廣安・ほか2名, 日本機械学会論文集, 48-433 (1982), 1811.
- (58) 中川・ほか2名, 日本機械学会論文集, 61-590, B (1995), 3554.

第2章 ディーゼルエンジンサイクルの改善

2.1 まえがき

ディーゼルエンジンは、その約 100 年の歴史の中で幾多の変遷を経ながらも着実な発展を遂げ、今日では数十馬力から数万馬力の幅広い出力レンジを占める他に類を見ない原動機としての地位を確保するに至っている。その発展のベースとなっている特長の一つが、ディーゼルエンジンの熱効率の高さにあり、同一クラスの出力レンジにて最も高い熱効率を生み出す資質を有し、かつそれを発揮させる技術開発がなされてきた結果、特に移動性の機器用の原動機として他の追従を許さない地位を得ているものと考ええる。

しかし一方、21 世紀への生き残りという点からは、ディーゼルエンジンのもつ振動、騒音、排ガスなどの本質的な欠点を克服し、なおかつより一層の高い熱効率を目指すことが、エネルギーの有効利用や CO₂ 問題への社会ニーズに応える一つの方策であり、生き残りのための必要条件であると考ええる。すなわち、ディーゼルエンジンの最大の特長としての熱効率を今後どこまで伸ばすことができるかが、今後予想される各種の他原動機システム、新動力システムに対抗できる一つのキーファクターであると考ええる。

ディーゼルエンジンのサイクルに関する研究は古くから数多くの取り組みがなされてきており、サイクル解析評価手法の研究、性能シミュレーション手法の研究、各種損失要因の計測評価の研究、さらにはこれらを駆使した新サイクル提案の研究等が行われてきているが、特にディーゼルエンジンの熱効率向上について、とりわけ近年目覚ましい改善を見せ、熱効率 50%を越えるレベルに至っている低速 2 サイクルディーゼルエンジンに関する取り組みについては、参考文献(1)～(3)等に体系付けて述べられている。すなわち、ディーゼルエンジンのサイクルを規定する熱力学的作動領域の拡大を図る一方、派生する各種損失要因の排除・低減のための研究開発の結果として、ディーゼルエンジンの持続的な高出力・高効率化が図られてきている。しかし、従来の研究では、今後のディーゼルエンジンサイクルの改善に関して熱力学的な定量評価やその実現の可能性を提示しているものは必ずしも見受けられない。

一方、エンジンの筒内指圧図を用いた燃焼およびサイクルの解析評価技術や機関性能シミュレータ⁽⁴⁾を用いたエンジン性能予測評価技術は、エンジン性能向上のための有力な手段として古くから用いられてきている。すなわち、エンジン試験にて計測された筒内指圧図データを用いて解析評価される各種情報の中でも、エンジン性能への影響が大きい燃焼性能の評価法として受熱率解析が広く用いられてきており、かつ、その結果より受熱期間や受熱モード、有効熱発生率等要素分けされた定量的評価尺度が構築されてきている。また、機関性能シミュレータについても筒内サイクルの熱力学的なモデル化により、エンジンの出力、熱効率や排気温度等各種性能の定量予測手法として用いられ、高性能エンジ

ンの研究開発の効率化に貢献してきている。本研究においてもこれら解析手法を用いた検討を実施するが、その解析手法の高精度化については、これまで必ずしも十分な検討が行われてはいない。すなわち、解析に用いられているエネルギー式の取り扱いについては Borman ら⁽⁵⁾が、ガス物性値を直接内部エネルギーとして数式表示する事により厳密な解析を行われた例があるが、いわゆる内燃機関の教科書等⁽⁶⁾を始めとして、取り扱いに厳密性が欠けている場合が大半であると考えられる。

そこで本章では、ディーゼルエンジンの熱効率向上について、とりわけ近年目覚ましい改善を見せ、熱効率 50% を越えるレベルに至っている低速 2 サイクルディーゼルエンジンを中心に、低燃料消費率化へのこれまでの取り組みと現状分析について述べ、引き続き本研究にて高精度化された解析手法によるサイクル解析検討結果をベースに、今後の更なる高効率化への可能性と改善策について考え方を示すこととする。

2.2 これまでの改善策と現状

図 2.2.1⁽¹⁾に、各種原動機の現状における正味熱効率を、出力を横軸として比較して示した。●印にて示したディーゼルエンジンは、幅広い出力範囲と、各出力レンジにて他の原動機を凌ぐ高い熱効率を有していることが示されている。また、大出力の火力発電プラントでは、従来のスチームタービンプラントに替わり、クリーン・高効率化を目指したガスタービンコンバインドプラントが開発され、更にガス温度の上昇により、熱効率 50% のレベルに迫ろうとしているが、低速大形船用の 2 サイクルディーゼルエンジンでは現状にて

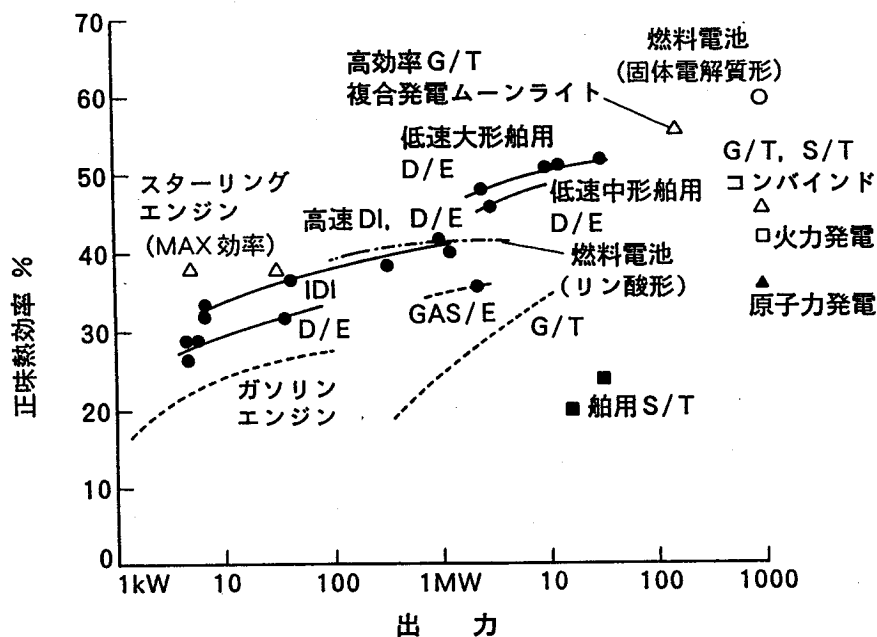


図 2.2.1 各種原動機の熱効率の現状 (定格出力点)

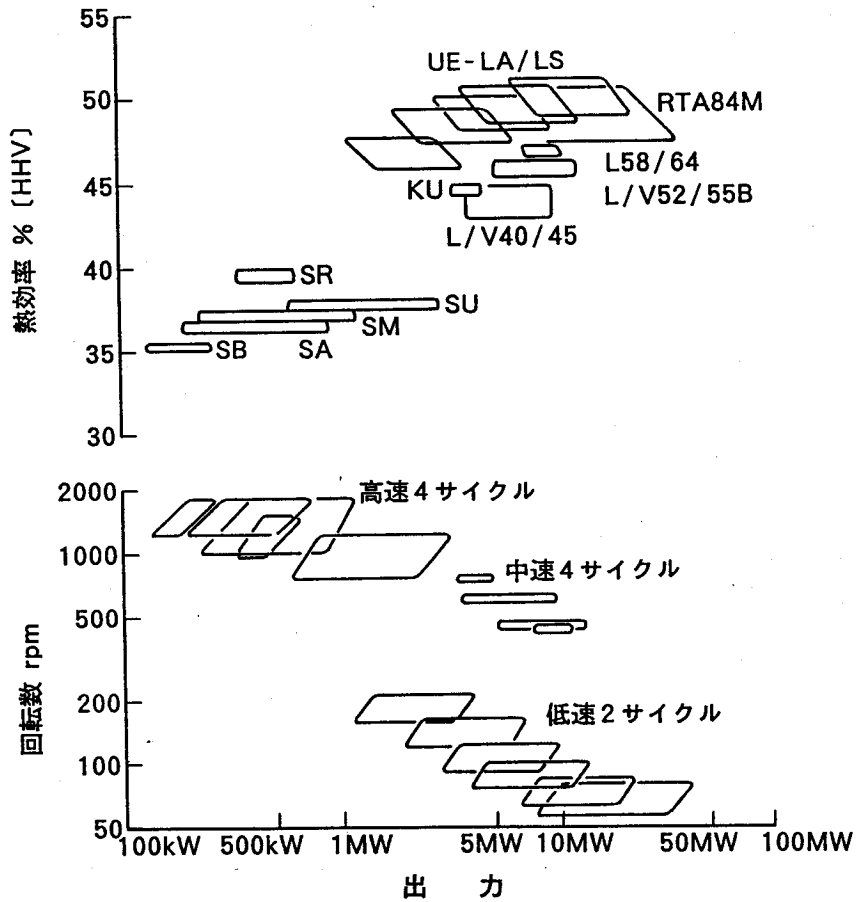


図 2.2.2 ディーゼルエンジンの容量および熱効率

すでに単機にて熱効率 50% のレベルを超えた高効率化が得られている。

図 2.2.2 には、代表的なディーゼルエンジンについて、出力容量を横軸として、エンジンの作動回転数域および熱効率を共に縦軸に示した。図中の記号は各エンジンの機種名を表している。高速ディーゼルに比べ中速 4 サイクルディーゼル、低速 2 サイクルディーゼルと大出力化、低速化されるに伴い高い熱効率を実現されている。この特性は図 2.2.1 に示すように、他の各種原動機と基本的には同じであり、大容量化に伴う各種損失要因の減少により主として得られているものである。熱効率 50% を超える大形低速 2 サイクルディーゼルでは、この大容量化と超低回転数化による各種損失の減少が得られ、熱力学的にも、より理想に近いサイクルの実現が図られているものと考えられる。

図 2.2.3 は、容量の異なる各種ディーゼルエンジンの各種損失の概要を熱勘定割合として示したものであるが、横軸として示したシリンダ直径の増大、すなわち大容量化に伴って機械損失や熱損失が減少し、その結果正味出力割合の増大、すなわち熱効率の向上が得られていることが分かる。ここで、熱損失について考えて見ると、ガスタービンやスチー

$$\text{熱損失} = \frac{Q_{HL}}{Q_F} \propto \frac{q_{HL}}{P_{me} \cdot C_m} \quad \left(\begin{array}{l} Q_{HL} : \text{熱流束} \\ P_{me} : \text{平均有効圧} \\ C_m : \text{平均ピストン速度} \end{array} \right)$$

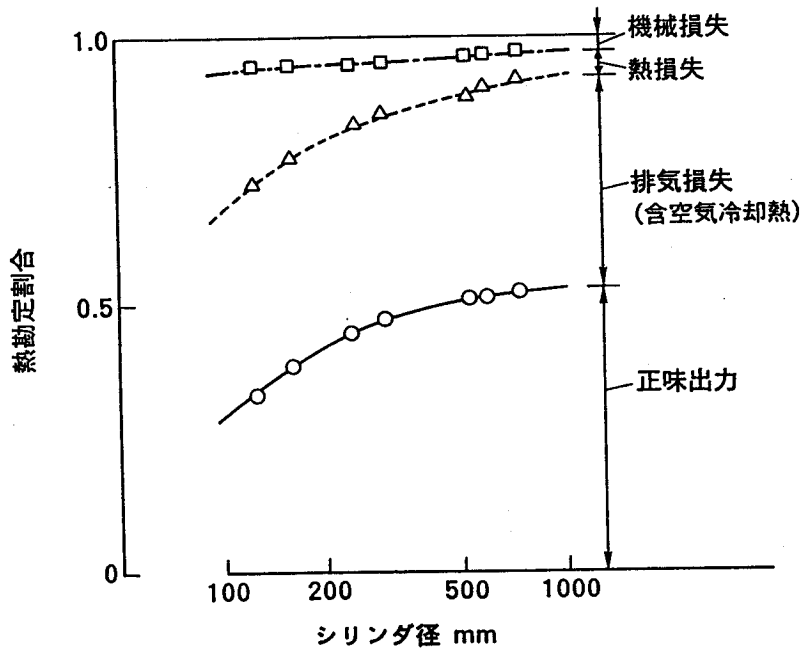


図 2.2.3 ディーゼルエンジンの熱効定割合

ムタービンサイクル等の定常形のサイクルを描く原動機においては、容積当たりの比表面積が代表寸法に反比例して減少することから、大容量化によって熱損失割合は容量の増大と共に第一義的に減少する特性を有するが、往復動容積形の非定常熱サイクルを描くディーゼルエンジンにおいては、容積当たりの投入熱負荷 (kW/m^3) がエンジン回転数の低下と共に減少するため、熱損失割合は必ずしも代表寸法に反比例して減少することにはならない。しかし現実には筒内での乱流熱伝達特性等の非定常伝熱メカニズムにより、図 2.2.3 に示すような大形・低速化による熱損失低減が得られ、高い熱効率を実現する主因子となっているものと考えられる。

以上述べたように、各種原動機の中で高い熱効率を有するディーゼルエンジンについて、とりわけ、単機で熱効率が 50% を越える高いレベルを実現している低速 2 サイクルディーゼルが、各種損失要因をも含めて熱サイクルとしてどれだけ理想に近い位置付けとなっているかを見定めた上で、今後のより一層の高効率化を目指すベースとするために、まずこれまでの低速 2 サイクルディーゼルの低燃料消費率化の過程およびその内訳について述べることにする。

図 2.2.4⁽²⁾ に、代表的な船用 2 サイクルディーゼルについて、横軸に出力率 $P_{me} \cdot C_m$ および縦軸に正味熱効率をとり、その変遷を示した。図中の記号は各エンジンの機種名を表している。ここで、出力率とは平均有効圧 P_{me} と平均ピストン速度 C_m の積で、単位ピストン

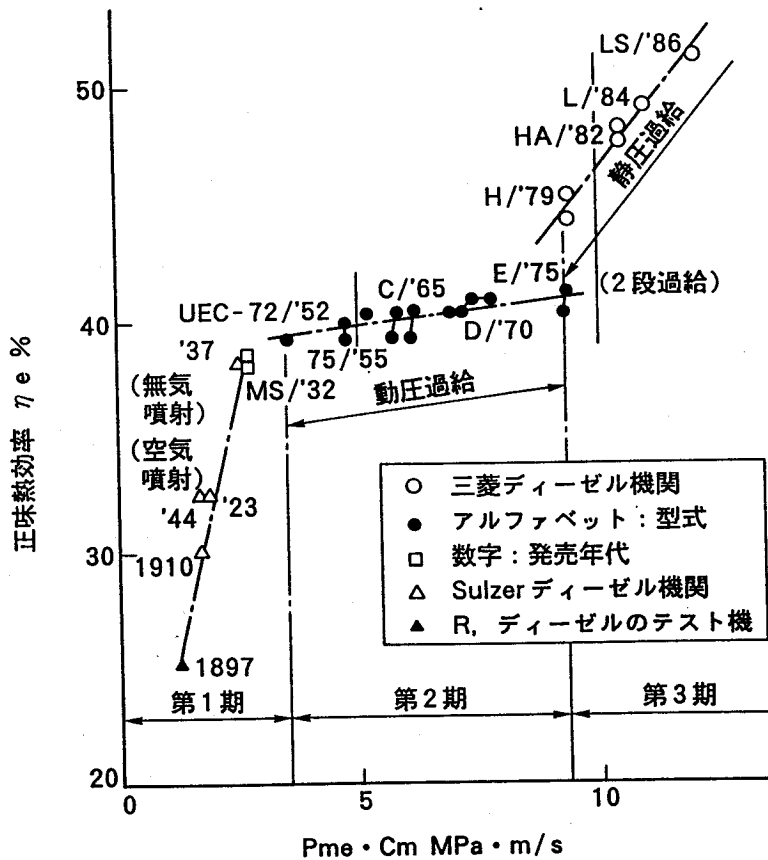


図 2.2.4 船用 2 サイクルディーゼルの出力率と熱効率

ン面積当たりの出力を表す数値である。船用原動機に要求される性能としての、小形高出力化のための出力率の向上および経済性のための熱効率向上の追求の過程が示されている。図中、第 2 期として示されている高出力率化では、主として過給圧力の上昇による平均有効圧力 P_{me} の上昇に各種要素技術開発が集約されたが、第 3 期以降、第 1 次オイルショックを契機とした低燃料消費率化要求により、高効率化への技術開発が積み上げられて来たことが分かる。

図 2.2.5⁽³⁾ は、図 2.2.4 にて第 3 期として示されている、高効率化期間における燃費率低減の経緯とその手法を示したものである。図中の記号は各エンジンの機種名を表している。排気ターボ過給方式および過給機効率の改善、筒内最高圧力 P_{max} の上昇、掃気効率の改善、燃料噴射系の改善などにより、約 20% に及ぶ低燃費率化が実現され、熱効率 50% を越えるレベルに至っている。以下に、その改善の内容につき、主要項目毎に例示して述べる。

(1) 排気ターボ過給機及び過給方式の改善

図 2.2.6⁽²⁾ は、これまでの排気ターボ過給機の性能向上とディーゼルエンジンの性能向上を対比して示したものであり、図中の記号は各エンジンの機種名を表している。まず a) の図では、横軸を掃気圧力比 P_s/P_0 とし縦軸に正味平均有効圧 P_{me} を示したものであるが、

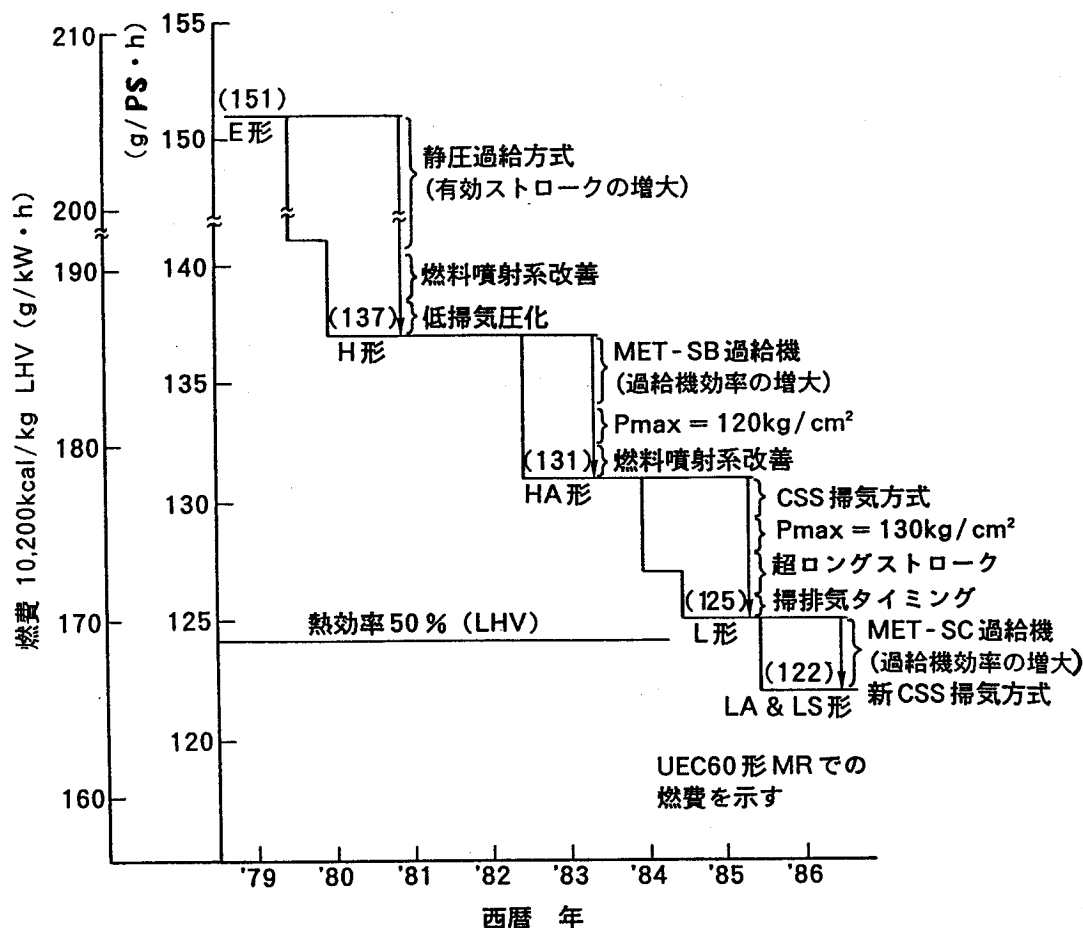


図 2.2.5 船用2サイクルディーゼルの燃費率低減とその手法

過給機の圧力比の上昇、すなわち P_s/P_0 の上昇に伴ってエンジンの高 P_{me} 化が図られて来たことが分かる。また b) および c) の図は横軸を排気ターボ過給機総合効率 η_{TC} とし縦軸に機関熱効率 η_e および排気弁開弁時期 θ_{EVO} を下死点前のクランク角度 (b-BDC) にて示したものであるが、b) の図に見られるように、近年の熱効率の向上が排気ターボ過給機の効率 η_{TC} の向上と共に得られて来たことが分かる。

2サイクルディーゼルにおける過給機効率の役割は、高出力化に対しては、過給圧力の確保と空気量の増大にあるが、低燃費率化に対しては、4サイクルディーゼルのような給排気行程ポンプ仕事による直接のエネルギー回収行程をもたないため、過給圧力に対して過給機効率の向上によりタービンノズル絞りを拡げて排気圧力を低下させることが出来ても、給排気差圧の増大により空気流量の増大が得られるだけで直接的には低燃費率化にはつながらない。しかし、排気圧力が低下したことに対応して、掃気流量を減少させることなく

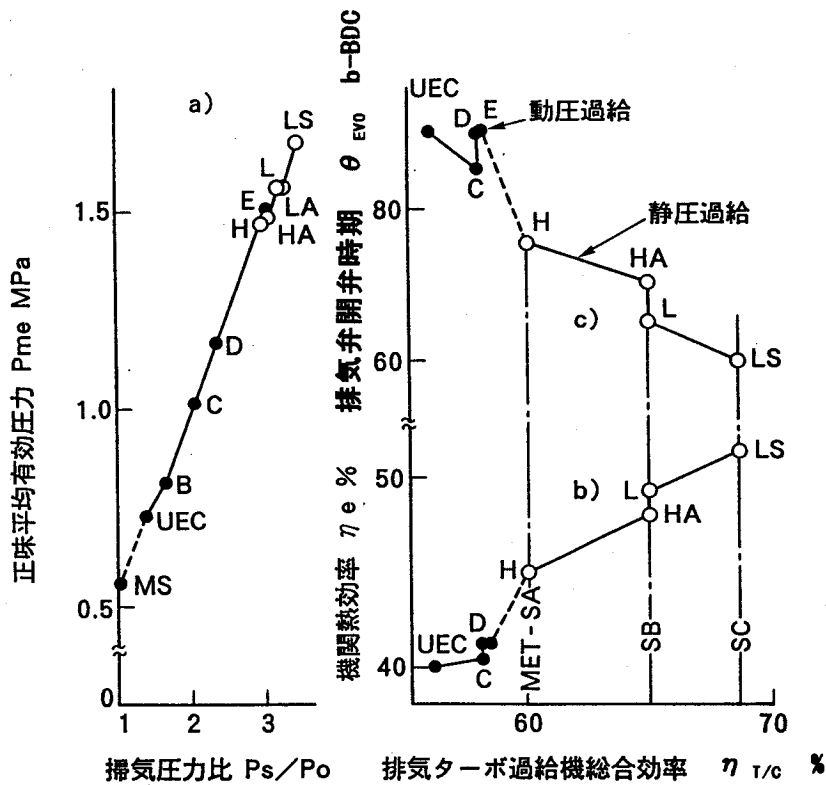


図 2.2.6 排気ターボ過給機とディーゼルエンジンの性能

掃気孔の高さを低くし、同時に排気弁の開弁時期を遅らせることによって、膨張行程での有効ストロークの増大が図れるため低燃費率化が得られる。図 2.2.6 の c) には、 η_{TC} の向上に対応して、排気弁の開弁時期 θ_{EVO} が遅らせられてきた経過が示されている。

図 2.2.7⁽⁷⁾ には、排気弁開弁時期を変化させた時の燃料消費率 (F.O. Consumption) の変化を示している。横軸は下死点前のクランク角度で表した排気弁の開時期 (Exhaust Timing) である。●印に対して○印は掃気圧 P_s を低下させ、かつ燃料噴射系の改善を図ったもの、また実線および破線は、それぞれに対応する機関性能シミュレータ⁽⁴⁾ による計算結果であるが、これらの結果からも排気弁開弁時期を遅らせることにより燃料消費率の低減が得られて来たことが分かる。

また、図 2.2.6 に●印で示されている初期の 2 サイクルディーゼルは過給方式として動圧過給方式が採用されていたが、近年の高過給化に伴って静圧過給化が図られるようになったことも上記排気弁開弁時期の遅延によるピストンの有効ストロークの増大を可能とし大幅な低燃費率化につながっている。

図 2.2.8⁽⁷⁾ には動圧過給および静圧過給での掃排気過程の筒内圧力の比較を示しているが、図に示すように、排気の圧力変動を伴う破線の動圧過給方式に比べて実線の静圧過給

方式では高圧排気の時間が短いため、掃気の流れを妨げることなく排気弁の開時期を遅延でき、その結果として図 2.2.7 に示されるような低燃費率化が得られていることが分かる。ここで、図 2.2.8 の横軸は下死点 BDC を 0 deg としたクランク角度、縦軸は掃排気過程の

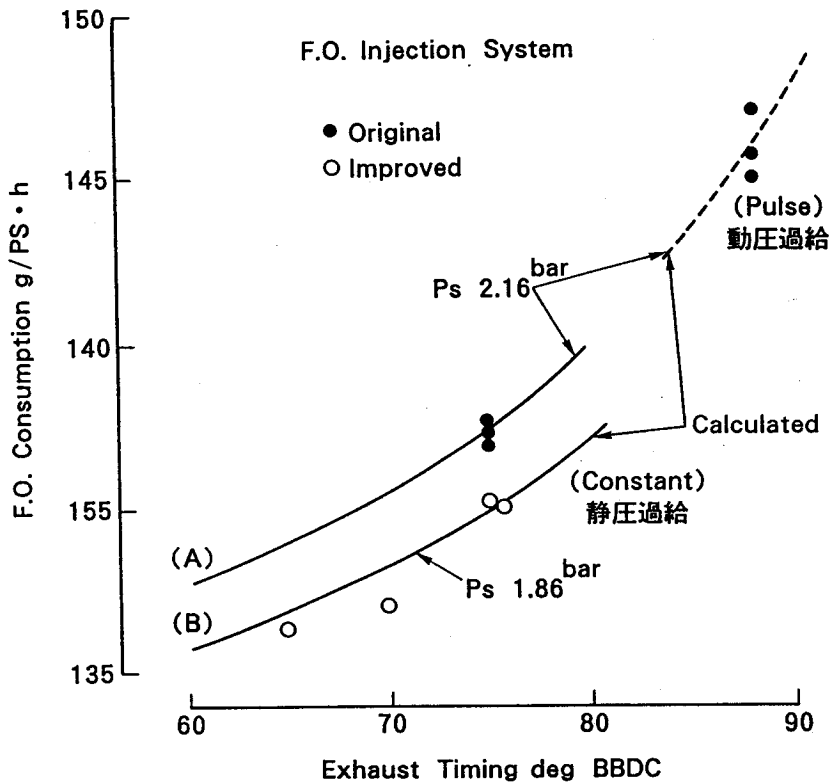


図 2.2.7 排気弁開時期と燃料消費率の関係

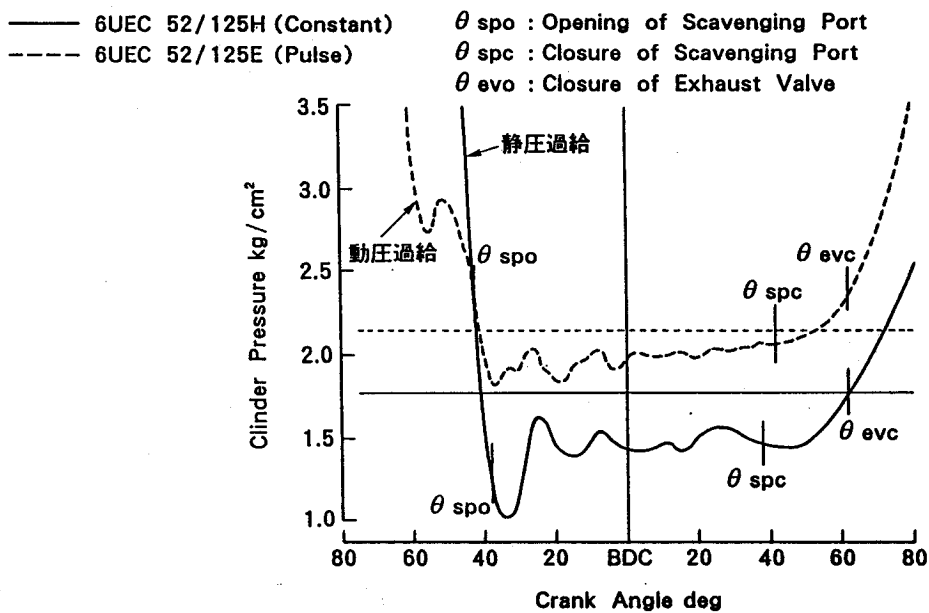


図 2.2.8 動圧過給と静圧過給の掃排気過程の比較

筒内圧力の変化を示しており、実線は静圧過給、破線は動圧過給の場合の計測結果である。また、 θ_{spo} 、 θ_{spc} 、 θ_{evc} はそれぞれ掃気孔の開時期、掃気孔の閉時期および排気弁の閉時期を表している。

(2) 筒内最高圧力の上昇

図 2.2.9⁽²⁾に、これまでの船用 2 サイクルディーゼルの筒内最高圧力の変遷を示した。図中の各記号はエンジンの機種名を表している。図の縦軸に示した最高圧力 P_{max} と平均有効圧力 P_{me} の比 P_{max}/P_{me} は、後述するように、ディーゼルエンジンにおいてサイクルの作動領域を決める第一の因子であり、サイクルの熱効率をマクロに決定づける値である。図 2.2.9 に示されるように、 P_{max} は年代とともに高出力化に対応して着実に上昇してきたことが分かる。しかしその背景には、強度やトライボロジー、冷却技術などのハード面での各種要素技術開発の進展が大きく貢献している。例えば冷却技術として、図中に示すボアクーリングはシリンダに多数のキリ穴による冷却孔を設けて内面の触火面を直接水冷する方式であるが、近年の加工技術の進展を背景としてこの方式が可能となったことにより、

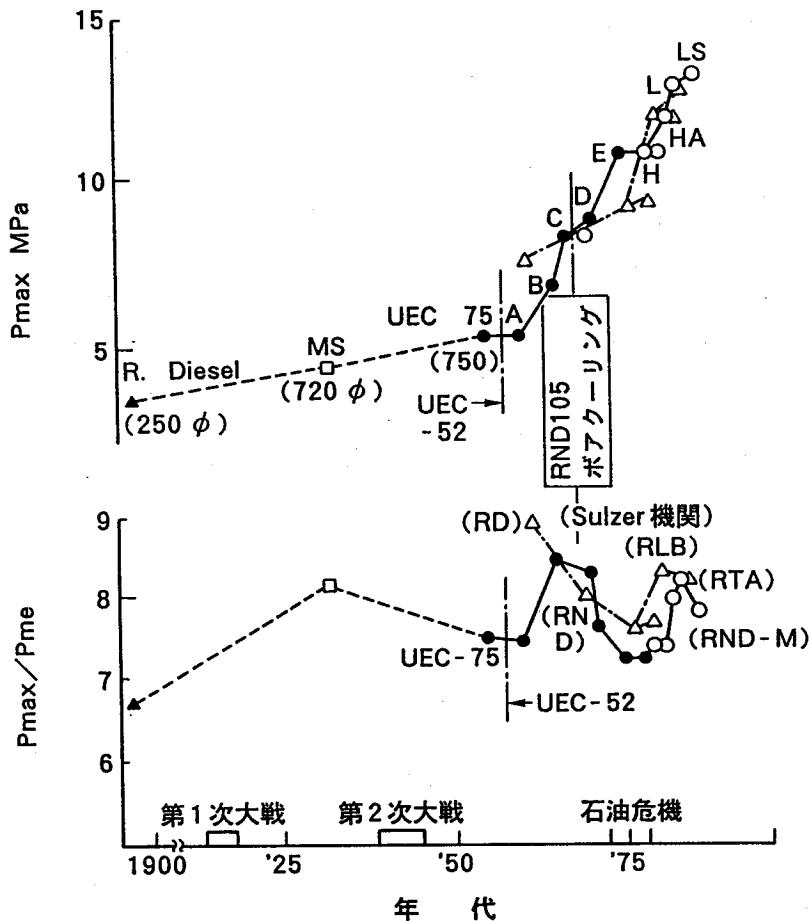


図 2.2.9 筒内最高圧力の変遷

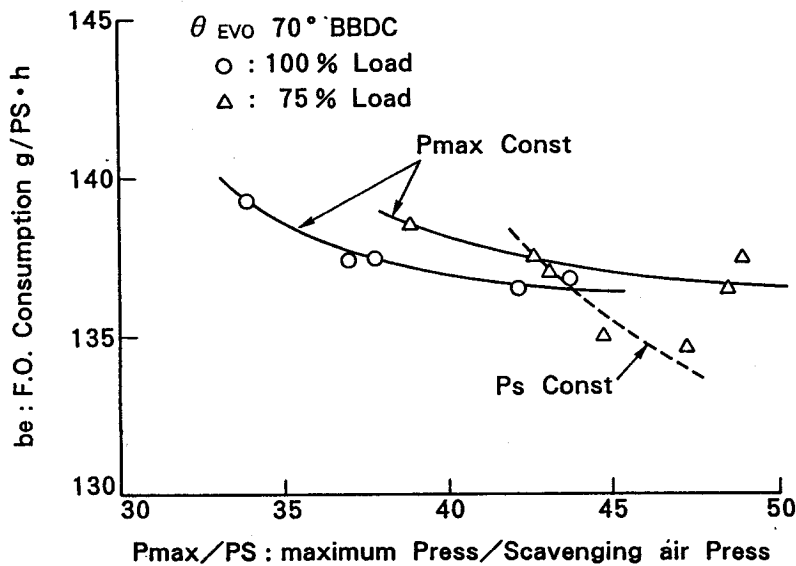


図 2. 2. 10 最高圧力／掃気圧力と燃料消費率

冷却能力を維持したままでシリンダの肉厚を増して高耐圧構造とすることができ、最高圧力 P_{max} の上昇を可能としたものである。

図 2. 2. 10⁽⁷⁾には、最高圧力 P_{max} と掃気圧力 P_s の比 P_{max}/P_s に対する燃料消費率 b_e の変化の一例を示した。排気弁開時期 θ_{EVO} を一定とした場合の実測結果である。 P_{max}/P_s も前述の P_{max}/P_{me} と同様に、サイクルの作動圧力領域を規定して熱効率を決定する主要パラメータである。図で破線は掃気圧力 P_s を一定にして P_{max} を上昇させた場合、実線は P_{max} を一定にして P_s を低下させた場合の結果である。後者では P_s の低下による筒内空気過剰率の減少により燃焼サイクルの悪化を伴うため、燃料消費率 b_e の低減は P_{max}/P_s に対して頭打ち傾向となるが、前者では確実な低燃費率化が得られることが分かる。

また、船用ディーゼルではエンジンを船の運航条件に合わせて定格出力を下げ、その経済性を高めるディレーティング技術が採用されているが、 P_{max} を一定に保ったまま P_{me} を低下させることにより、同時に必要最小限の掃気圧力 P_s に低下させて P_{max}/P_s を高め、エンジンの実作動点での更に大幅な低燃費率化を実現している。

(3) 掃気効率の向上

2 サイクルディーゼルは 4 サイクルディーゼルのような給排気の行程がないため、サイクルの圧縮および燃焼の行程において作動ガス中に CO_2 や H_2O 等の燃焼ガスの一部が残留して存在する。このためにサイクルの作動ガスとしての物性値の悪化、すなわち比熱比の低下を招き、かつ、燃焼用の新気空気量の減少による燃焼悪化を来すため、2 サイクルディーゼルの掃気効率を高め作動ガスの空気純度の上昇と絶対空気量の増大を図ることが低燃費率化のためには不可欠の条件である。

図 2. 2. 11⁽⁸⁾ に示すように、エンジンの空気流量を増大させ、横軸に示す給気率 (Delivery

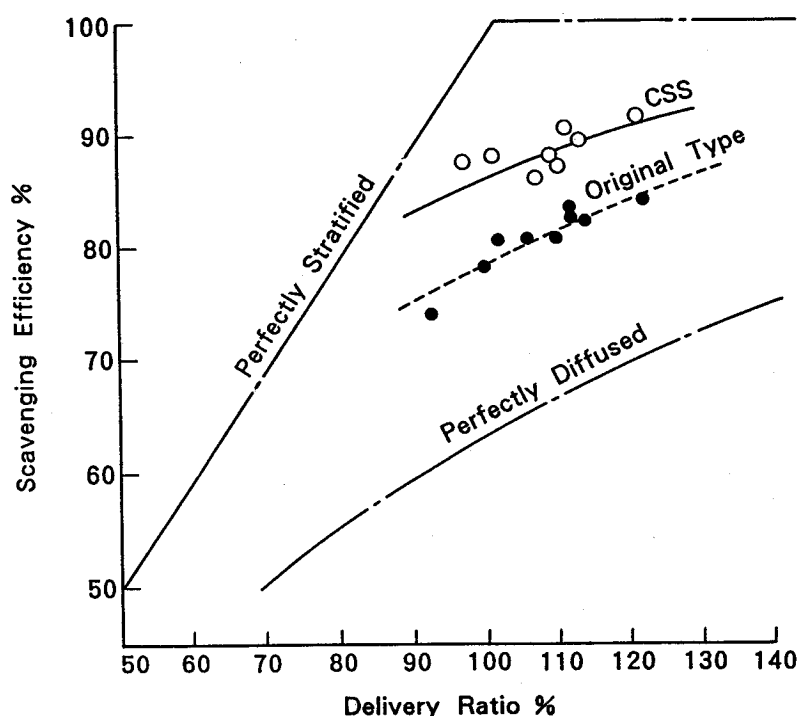


図 2.2.11 掃気効率の改善

Ratio) を高めることにより筒内への新気の充填量の増大、すなわち図の縦軸に示す掃気効率 (Scavenging Efficiency) の上昇が図れるが、そのためには過給機効率の向上による掃排気の圧力比の増大や、掃気孔高さの増大による掃気流路面積の増大が必要となり、前述のピストン有効ストロークの増大による低燃費率化ゲインを消費することになる。掃気効率向上のための技術開発は 2 サイクルディーゼルの歴史と共に継続されてきているが、近年の数値流動解析技術⁽⁹⁾の発展により、図 2.2.11 に例示しているように、黒印のオリジナルタイプから掃気孔の形状や配置の改善を図った改善形の CSS 形掃気孔 (白印) により掃気効率の向上が実現されており、かつ現在もなおその改善のための技術開発が続けられている。

(4) 燃焼期間の短縮

筒内燃焼サイクルの改善のための取組は従来より、燃料噴射系、筒内スワール、燃料噴霧流動などの観点から継続的に取り組まれてきているが、低速 2 サイクルディーゼルエンジンにおいて近年目覚ましい進展が得られた技術開発項目の一つに燃料噴射系の高圧噴射化、高噴射率化が挙げられる。特に、高噴射率化については、図 2.2.12⁽⁷⁾に見られるように、横軸の燃料噴射期間 θ_f の短縮に対応した縦軸の受熱率重心高さ $dQ_w/d\theta$ の増大すなわち受熱期間 θ_b の短縮が得られる。ここで、受熱率重心高さ $dQ_w/d\theta$ はクランク角 θ に対する受熱率曲線 $dQ/d\theta$ の θ 軸に対する図形重心高さを求めたものであり、また受熱期間 θ_b は受熱率重心高さ $dQ_w/d\theta$ を全受熱量 Q で割って熱量の無次元化を行った値と等しい重心

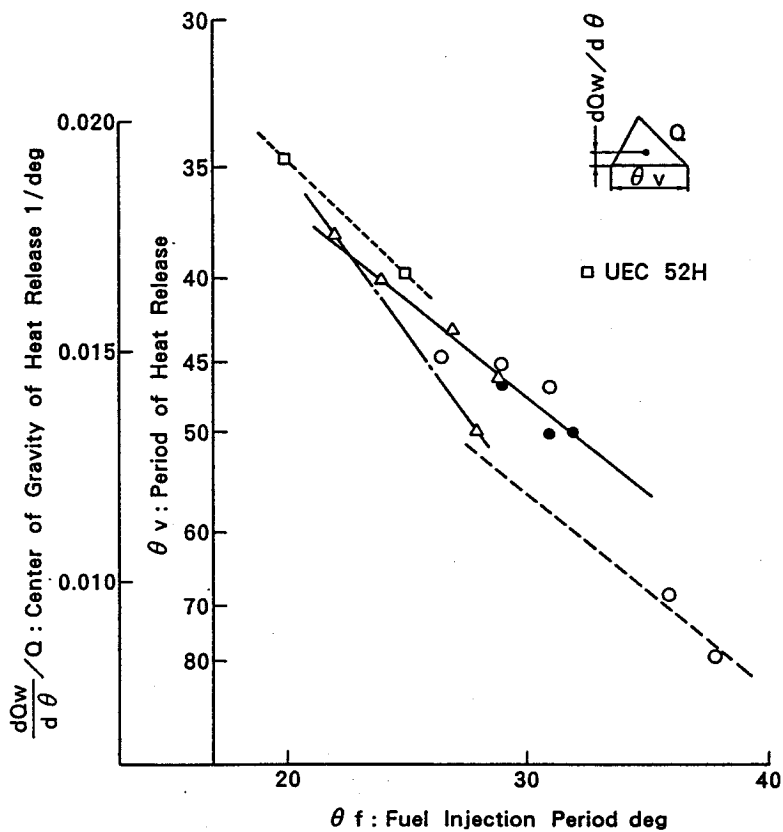


図 2.2.12 燃料噴射期間の短縮による受熱期間の短縮

高さをもつ三角形の底辺の期間（クランク角度 deg）として表したものである。

またさらに、低速エンジンにおいても高いスワール速度が利用できる燃焼システムとして、複数の燃料噴射弁を用いたサイドインジェクション燃焼方式の採用⁽¹⁰⁾も受熱期間の短縮や有効熱発生率の向上に寄与され、現状の代表的な 2 機種について図 2.2.13⁽¹¹⁾に実線および破線にて受熱率の実測データを例示しているように、受熱期間はクランク角度にて 30deg 以下のレベルにまで短縮されるに至っている。図は、横軸にクランク角度、縦軸に総受熱量で割った燃料の単位発熱量当たりの受熱率、および筒内圧力を示しており、破線は従来のセンタインジェクション燃焼方式、実線はサイドインジェクション方式を採用したエンジンの機種での結果を表している。

以上、低速 2 サイクルディーゼルエンジンの低燃費率化取組について、主としてハード面でもとられてきた対応策の主な項目について述べた。また、この他にも、図 2.2.14⁽¹²⁾に示すターボコンパウンドにより排気ターボ過給機の効率向上を効果的に低燃費率化につなげる手法も適応されて来ている。図は、横軸にエンジン出力、縦軸に定格出力点に対する燃費率の変化量を示しており、 η -Booster と称するターボコンパウンドシステムを作動させることにより、一点鎖線にて示されているように、特に高出力域における大幅な低燃費率化が実現されていることが分かる。

そこで次に、これらの低燃費率化手法のサイクル論としての理論検討を行い、今後のサイクルの改善策ならびにその定量見通しを提示する事とする。

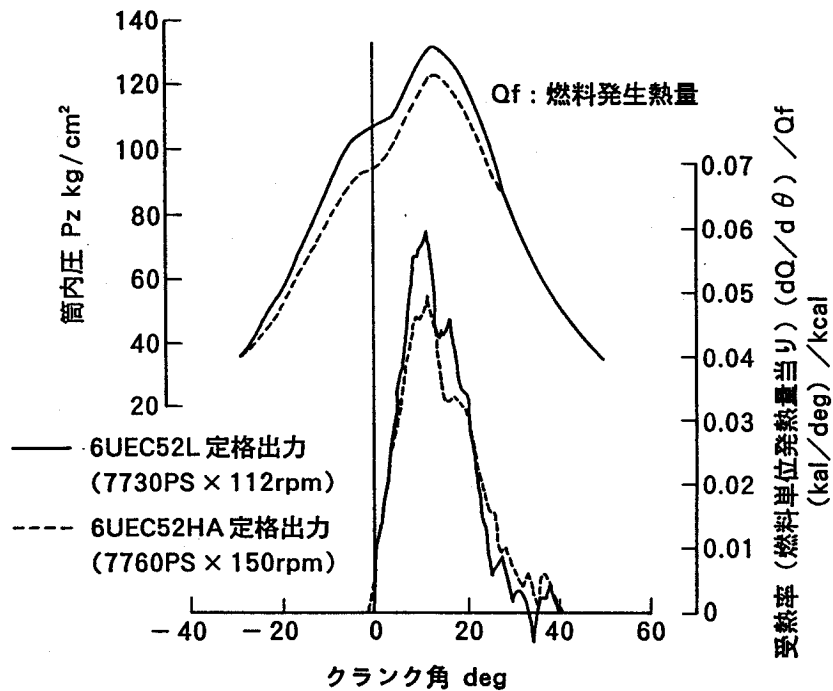


図 2.2.13 低速2サイクルディーゼルの受熱率

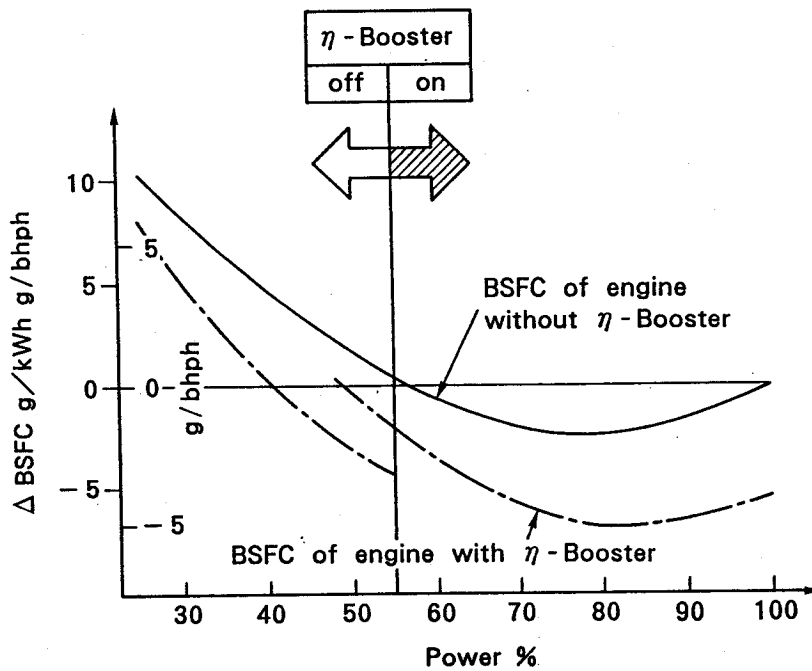


図 2.2.14 ターボコンパウンドによる低燃費率化

そこで次に、これらの低燃費率化手法のサイクル論としての理論検討を行い、今後のサイクルの改善策ならびにその定量見通しを提示する事とする。

2.3 筒内サイクルの解析評価法

エンジンの筒内指圧図を用いた燃焼およびサイクルの解析評価技術や機関性能シミュレータ⁽⁴⁾を用いたエンジン性能予測評価技術は、エンジン性能向上のための有力な手段として古くから用いられてきている。すなわち、エンジン試験にて計測された筒内指圧図データを用いて解析評価される各種情報の中でも、エンジン性能への影響が大きい燃焼性能の評価法として受熱率解析が広く用いられてきており、かつ、その結果より受熱期間や受熱モード、有効熱発生率等要素分けされた定量的評価尺度が構築されている。また、機関性能シミュレータにおいても筒内サイクルの熱力学的なモデル化により、エンジンの熱効率や排気温度等の定量予測手法として用いられてきている。

しかし、これら筒内燃焼サイクルの解析および予測評価技術は、用いられている基礎式自体の簡潔さと教科書的な常識化のために、定量予測評価手法としての精度の検討はほとんど行われないうえに用いられてきている。一方、前節にても述べたように、近年の特に大形2サイクルディーゼルのめざましい高効率化の動向は、熱力学的な熱効率の極限レベルに近づきつつあり、今後のより一層の高性能化や高効率化の追求には、これら解析・予測精度の高度化が必須と考えられる。

そこで本節では、筒内サイクル解析評価法の解析精度の見直しおよび改善について検討し、その結果をベースに高精度化した筒内サイクル計算手法を用いて、第2.4節にてディーゼルエンジン熱効率の改善検討を実施することとする。

2.3.1 解析手法の高精度化

筒内サイクル解析手法の高精度化について、1)解析に用いるエネルギー基礎式の厳密化、および、2)筒内作動ガス物性値の取り扱い式の検討、を行う。エネルギー式の取り扱いについてはBormanら⁽⁵⁾が、ガス物性値を直接内部エネルギーとして数式表示する事により厳密な解析が行われた例があるが、いわゆる内燃機関の教科書等⁽⁶⁾を始めとして、取り扱いに厳密性が欠けている場合が大半であると考えられる。

(1) エネルギー式の厳密化

筒内サイクル燃焼ガスは、その温度およびガス組成が時々刻々変化するため、従来より、比熱が温度および組成により変化するものとした半理想気体として取り扱われている。しかし、半理想気体の場合には、ガスの単位重量当たりの内部エネルギー u は、定容比熱 $c_v (= \partial u / \partial T)$ と温度 T の積ではなく、平均定容比熱 \bar{c}_v との積で表す必要がある。一般に用いられている従来の取扱では、 c_v 自体は温度および組成によって変化させているにもかかわらず、エネルギー式の取扱の中で内部エネルギーの変化には c_v の変化が省略され $c_v = \text{一定}$

い、温度、ガス重量（燃料投入、燃焼等による変化）およびガス組成（空気過剰率 λ ）の各変化をすべて考慮した取扱に改めることを検討する。

熱力学の第一法則より、作動ガスの内部エネルギー U の変化 dU 、外部へのガスのした仕事 $ApdV$ 、外部からの投入エネルギー dQ 、外部からの流入エンタルピ dI とすると、

$$dU + ApdV = dQ + dI \quad (2.3.1)$$

ここで、 A は仕事の熱当量、 p は圧力、 dV は容積変化を示す。単位ガス質量当たりの内部エネルギー u 、ガス質量 G とし、作動ガスを半完全ガスとすると u は温度 T とガス組成（ここでは空気と既燃ガスの割合を表す代表値として空気過剰率 λ を用いる）の関数 $u(T, \lambda)$ として表されるので、式(2.3.1)の左辺第1項は、次式で表せる。

$$dU = d(Gu) = G \left(\frac{\partial u}{\partial T} dT + \frac{\partial u}{\partial \lambda} d\lambda \right) + u dG \quad (2.3.2)$$

内部エネルギー u の温度 T に対する傾き $(\partial u / \partial T)$ は、その温度およびガス組成における定容比熱 c_v であるが、これを用いて内部エネルギー u を基準状態 0 からの積分値として求めると次式となる。

$$u = \int_0^T du = \int_0^T \left(\frac{\partial u}{\partial T} \right) dT = \int_0^T c_v dT \equiv \bar{c}_v T \quad (2.3.3)$$

ここで、基準状態 0 として温度 $T = 0$ K とし、ガス組成によらず $u = 0$ 一定とする。また、 \bar{c}_v は平均定容比熱であり、次式で表される。

$$\bar{c}_v = \frac{1}{T} \int_0^T c_v dT \quad (2.3.4)$$

式(2.3.3)を用いて式(2.3.2)を表すと、次式となる。

$$dU = d(\bar{c}_v GT) = Gc_v dT + \bar{c}_v T dG + GT \left(\frac{\partial \bar{c}_v}{\partial \lambda} \right) d\lambda \quad (2.3.5)$$

式(2.3.5)の右辺第3項はガス組成変化の項で、空気過剰率 λ は燃焼サイクル中は次式で表せる。

$$\lambda = \frac{G_a + G_{ga}}{L_0(G_f + G_{gf})} \quad (2.3.6)$$

ここで、 G_a : 新気の空気質量、 G_{ga} : 残留燃焼ガス中の空気質量、 G_{gf} : 残留燃焼ガス中の既燃燃料質量、 G_f : その時点間での既燃投入燃料質量、 L_0 : 理論空気量、を表す。筒内の燃焼サイクル中では、 G_f 以外の値は一定であるから、式(2.3.6)の変化量は、

内ガスの受熱率を解析する場合には、

$$dQ = \frac{A}{\kappa - 1} (V dp + \kappa p dV) \quad (2.3.10)$$

として簡略化されていたため、式(2.3.8)の右辺第2項および第3項の量だけ誤差を含むこととなり、サイクル全体のヒートバランスが取れないこととなっていた。また、式(2.3.8)より、この誤差は dG および dG_f が0でないときに生じるものであり、筒内サイクルの圧縮および膨張行程中は従来の簡略化した取扱いでも誤差は生じないことが分かる。

図 2.3.1 に、以上に述べたエネルギー式の厳密化の内容および従来の簡略取扱いとの差を図示した。図に示すように、横軸を温度 T 、縦軸を内部エネルギー U とすると、点 A から点 B への状態量の変化は、従来の簡略取扱いでは点 B' となり、筒内での温度、質量およびガス組成の変化に対して、内部エネルギーの変化 dU が実際よりも少なく計算される形となっていたことが分かる。

(2) ガス物性取扱い式の検討

エネルギー式にて用いる比熱などのガス物性値は、数値解析を行う上では数式化しておくことと便利である。例えば、燃焼ガスの比熱比 κ を温度の2次式および空気過剰率の-1次式とした次式の様な取扱いが便利であり、串山等のエンジンの性能シミュレーション計算法⁽⁴⁾等 で用いられている。

$$\kappa = C_0 + C_1 T + C_2 T^2 + C_3 / \lambda \quad (2.3.11)$$

ここで、 T は温度、 λ は燃焼ガスの空気過剰率であり、 $C_0 \sim C_3$ は係数である。本研究において筒内サイクル計算手法を用いた熱効率改善検討を次節 2.4 節にて実施するが、そこで用いるガス物性値として上式(2.3.11)を用いることとし、その取扱いの妥当性についてここでは検討を加えることとする。

まず、上記比熱比 κ の式(2.3.11)から、前述のエネルギー式の厳密化に必要な内部エネルギー u および平均比熱 \bar{c}_v を求める方法について以下に示す。

定容比熱 c_v は比熱比 κ を用いて、

$$c_v = \frac{1}{\kappa - 1} AR \quad (2.3.12)$$

(ここで、 A は仕事の熱当量、 R はガス定数を表す。) であるから、式(2.3.3)より内部エネルギー u あるいは平均比熱 \bar{c}_v を求めるには $\int 1/(\kappa - 1) dT$ を求める必要がある。

$$F(T) \equiv \int \frac{1}{\kappa - 1} dT = \int \frac{1}{(C_0 - 1) + C_3 / \lambda + C_1 T + C_2 T^2} dT \quad (2.3.13)$$

とすると、

$$F(T) = \frac{2}{\sqrt{D}} \tan^{-1} \frac{C_1 + 2C_2 T}{\sqrt{D}} \quad (2.3.14)$$

ここで、

$$D = 4(C_0 - 1 + C_3 / \lambda)C_2 - C_1^2 > 0 \quad (2.3.15)$$

として積分値が求まる。これらを用いて平均比熱 $\overline{c_v}$ は次式にて得られる。

$$\overline{c_v} = \frac{1}{T - T_0} \int_{T_0}^T c_v dT = AR \left[\frac{F(T) - F(T_0)}{T - T_0} \right] \quad (2.3.16)$$

また、式(2.3.5)にて必要となる平均比熱 $\overline{c_v}$ の λ による微分は、

$$\left(\frac{\partial \overline{c_v}}{\partial \lambda} \right)_T = \frac{AR}{T - T_0} \left[\frac{\partial F(T)}{\partial \lambda} - \frac{\partial F(T_0)}{\partial \lambda} \right] \quad (2.3.17)$$

ここで、

$$\frac{\partial F(T)}{\partial \lambda} = \frac{2C_2 C_3}{D \lambda^2} \left[\frac{2(C_1 + 2C_2 T)}{D + (C_1 + 2C_2 T)^2} + F(T) \right] \quad (2.3.18)$$

として求めることができる。

図 2.3.2 に、Gas Table(NBS-JANAF)⁽¹³⁾ の各成分ガスの物性値表を用いて、完全燃焼を仮定した場合の混合ガスとして求めた燃焼ガスの内部エネルギー u 、定容比熱 c_v 、平均定容比熱 $\overline{c_v}$ および比熱比 κ を○および●印にて示した。横軸はガス温度であり、空気過剰率 $\lambda = \infty$ (純粋空気の場合) および $\lambda = 1$ の場合について示している。また実線は、串山等の式(2.3.11)をもとにして上記の本研究にて用いる方法で求めた値である。ここで、式(2.3.11)中の各係数には、

$$C_0 = 1.4373$$

$$C_1 = -1.318E-4$$

$$C_2 = 3.12E-8$$

$$C_3 = -4.8E-2$$

を用いている⁽⁴⁾。図において、実線にて示した各値は Gas Table の値に対してほぼ妥当な値となっていることが分かる。しかし、常温以下の領域 (<300K) や高温域 (>2200K) では本取り扱いの温度の 2 次式による表現には限界があり、図中破線にて示した Borman ら⁽⁵⁾ の温度の 5 次式による表現や、さらには各ガス組成毎の熱物性データを直接取り込む等の高精度化も今後必要となるものと考ええる。

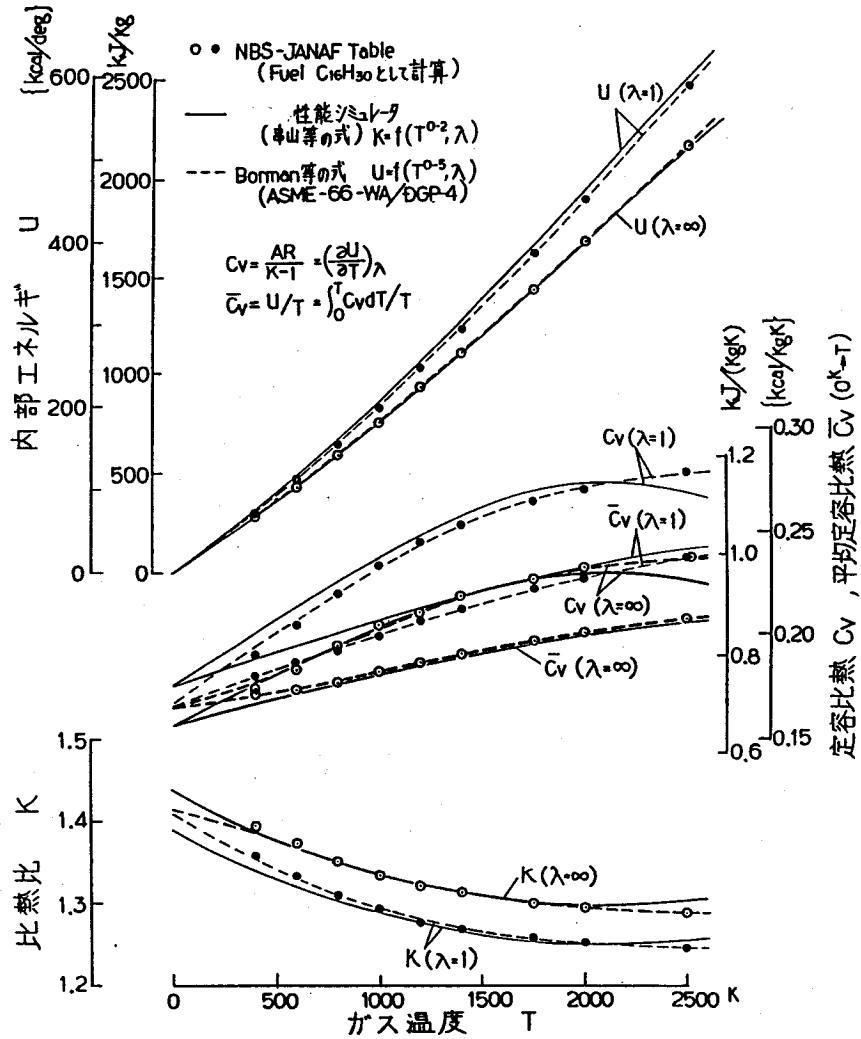


図 2.3.2 ガス物性値の取り扱い式の比較

2.3.2 筒内圧力解析結果の検討

前節（第 2.3.1 節）にて示したエネルギー式の厳密化解法を用いて、実測の筒内圧力指圧図データから筒内ガスの受熱率を解析する筒内圧力解析を行い、従来の簡略化解析手法との比較検討により、本手法の必要性を示すこととする。

図 2.3.3 に、低速 2 サイクルディーゼルの筒内圧力計測データを用いて受熱率解析を行った結果を、厳密化解法 (STRICT) および従来解法 (CONVENTIONAL) で比較して示す。ここで、解析における内部エネルギー算出に必要な筒内ガス質量、圧縮始め時期におけるガス温度およびガス組成 (空気過剰率) の設定は、残留ガスの温度をブローダウン中の断熱膨張を仮定して推定した上で、掃排気過程における掃気効率を仮定して新気との完全混合により圧縮始めの状態量を求めている。また、筒内圧力解析から求められる筒内ガスの受熱量は、燃焼によって発生する熱発生量から燃焼室壁への熱損失量を差し引いたものであ

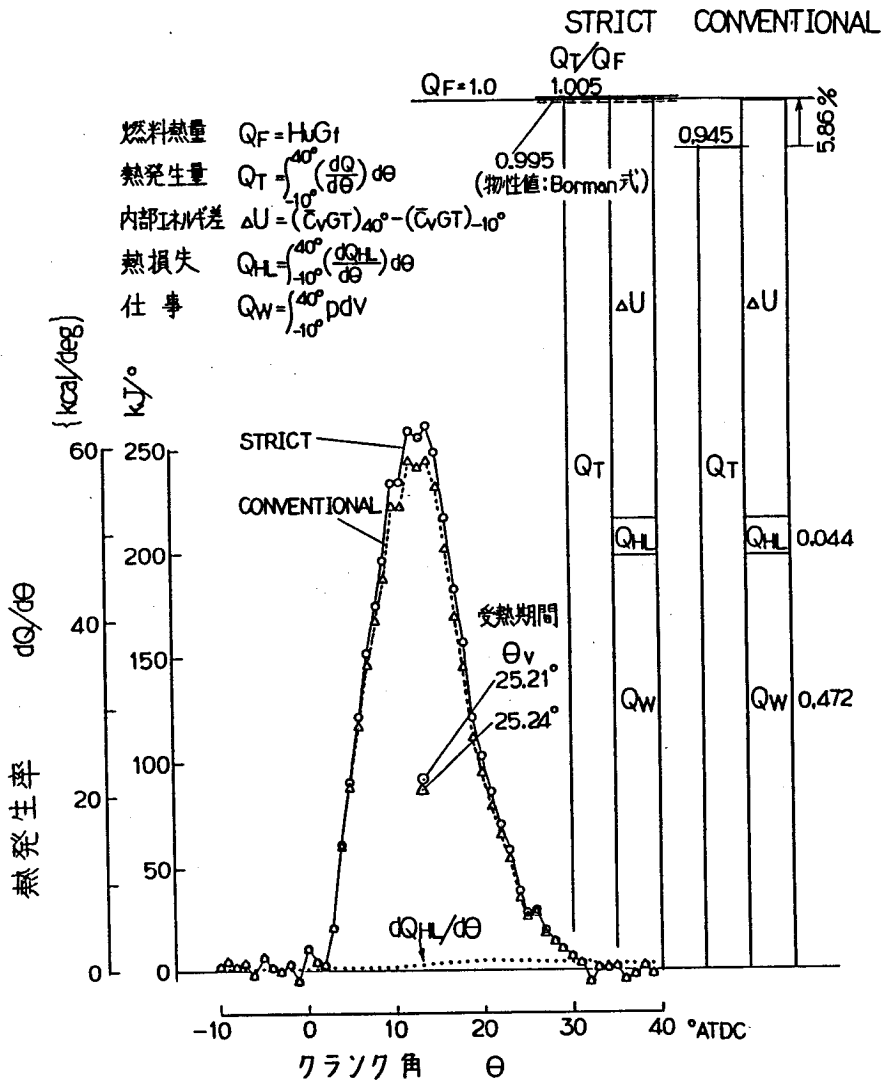


図 2. 3. 3 筒内圧力解析の厳密化解法と従来解法の比較

るが、筒内ガスの燃焼室壁面への熱伝達率を Eichelberg の式⁽¹⁴⁾ および壁面温度を仮定し、かつ合計の損失熱量を実機試験時の熱収支から求めた熱損失量に合わせるように熱伝達率に係数を掛けて求めたものを用いている。図の横軸はクラック角度、縦軸はクラック角度当たりの熱発生量を熱発生率 $dQ/d\theta$ として示しており、また、クラック角度当たりの損失熱量を図中に $dQ_{HL}/d\theta$ として点線にて示している。図より、 Δ 印の従来解法に比べて \circ 印の厳密化解法では、熱発生率のピーク値は高くなっていることが分かる。

また、図の右に棒グラフにて、各解法での解析結果におけるヒートバランスを比較して示した。クラック角度 -10deg から 40deg までの期間の内部エネルギーの変化量 ΔU 、この期間における損失熱量 Q_{HL} および出力仕事 Q_W を、燃料の投入熱量 $Q_F = H_u G_f$ (H_u は燃料質量当たりの発熱量、 G_f は実測の毎サイクル毎の燃料投入質量) との比で積み上げたもので、

一方、 Q_T/Q_F は同一期間中の熱発生率を積分した熱発生量の値 Q_T と Q_F との比を示している。ここで、諸量の積分にはクランク角 1deg 毎の Runge-Kutta-Gill 法を用いている。図より、従来解法 (CONVENTIONAL) では、 ΔU 、 Q_{HL} および Q_W の合計に比べて熱発生量 Q_T が約 5.9% 少なく、解析計算自体の中で熱収支が取れていないが、これに対して、厳密化解法 (STRICT) の場合では完全に 100% の収支が取れていることが分かる。また、厳密化解法の場合において、熱発生量 Q_T と燃料の投入熱量 Q_F の比 Q_T/Q_F もほぼ 1.0 となっており、熱損失量を考慮すれば投入燃料のほぼ全量が熱発生していることとなる。

図中、厳密化解法 (STRICT) の棒グラフ中に、先に示した Borman ら⁽⁵⁾ の温度の 5 次式をガス物性値として用いた場合の熱発生量 Q_T を示しているが、ここで用いた比熱比の温度 2 次式 (2.3.11) との差は約 1% 程度であり、その影響は大きくはないことが分かる。

また、ここでは筒内圧力計測結果から熱発生率あるいは熱発生量を解析する場合の結果を示したが、次節で検討する様な熱発生率または受熱率を与えてそのサイクルを解析評価する場合にも、エネルギー式の従来解法では同様な解析誤差を含むこととなる。

2.3.3 まとめ

筒内サイクル解析評価法の解析精度の見直しおよび改善について検討した結果、筒内圧力解析のエネルギー式の厳密化により、従来解法では約 6% の余剰熱が解析誤差として加えられていた形となっていたが、これをほぼ完全にエネルギー収支の取れた解析とすることができるとを示した。また、ガス物性値の取り扱い式も、今後より一層の高度解析には改善の必要性はあるが、ここで検討した比熱比の温度 2 次式を用いても次節 2.4 節の解析検討を行う上での十分な精度は有しているものと考えられる。

2.4 熱効率支配因子の解析

図 2.4.1⁽⁷⁾ に、ディーゼルエンジンのサイクルの T-S 図と各種熱効率向上策の方向付けを示した。図中の番号①は圧縮はじめの給気圧 P_s 点、②は圧縮上死点、③および④は最高圧力 P_{max} 点、⑤は行程の下死点、⑥は排気弁開 EVO の点、⑦→⑨および⑧は EVO を遅延して膨張ストロークを増大させたときの下死点、⑩は圧力の下限としての大気圧 P_a 点、⑪は給気温度 T_s レベル、⑫は温度の下限值としての大気温度レベル T_a をそれぞれ示している。各番号のダッシュ付きはそれぞれ熱効率向上の方向にサイクルを改善した場合を示しており、サイクルの高温上限域を高めれば高めるほど、また低温域を下げれば下げる程熱効率の向上が得られる。前者では最高圧力 P_{max} の上昇による③→④の温度レベルの上昇や燃焼期間の短縮による実サイクルの④への接近等、また後者では排気ブローダウン損失の低減による点⑥の低下や低過給圧化による⑧→①の低下等が対応する。また、排気のエネルギーを利用したコンパウンドサイクル (①→⑤→⑩→ P_a のエネルギーの利用) やバイナリサイクル (①→⑤→ T_a の熱エネルギーの利用) も後者の改善手法として有効である。

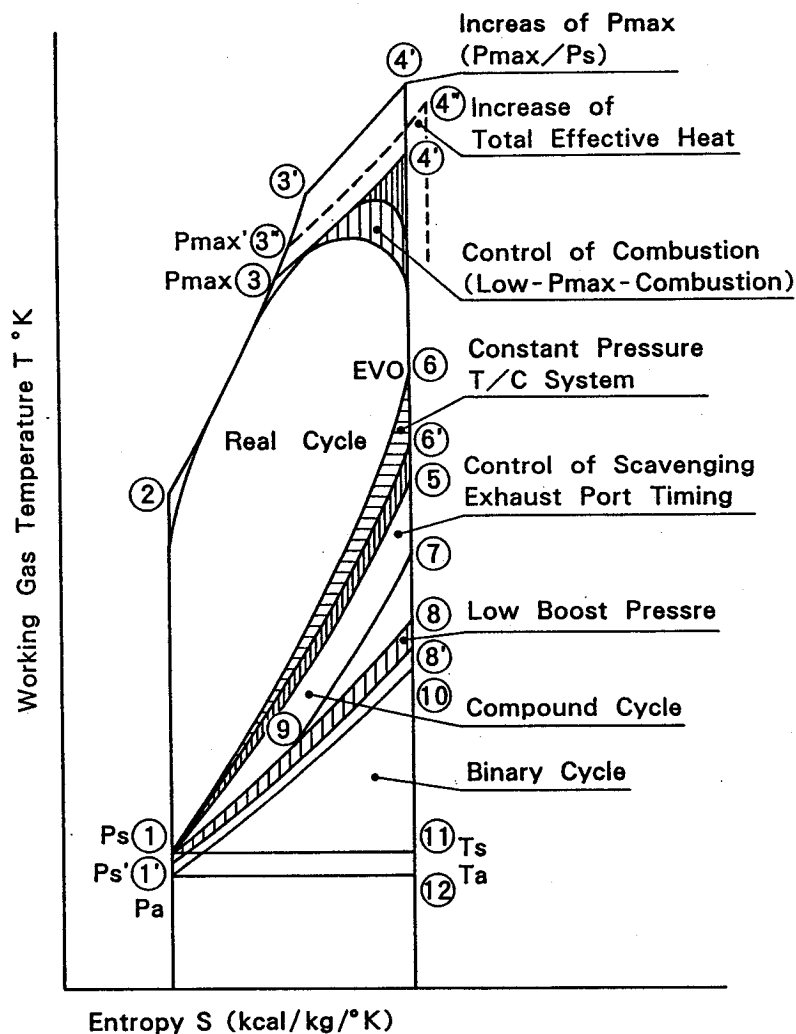


図 2.4.1 ディーゼルエンジンの熱効率向上の方向付け

これらについて、前節にて示した解析評価手法を用いたサイクル計算による理論検討の結果を以下に示す。

2.4.1 解析検討結果

(1) 燃焼制御による低燃費率化

図 2.4.2 に、各種受熱モードおよび受熱期間にて筒内サイクル計算を行った結果を示す。上図の横軸 X はクランク角度 θ を受熱期間 θ_v で無次元化したもの、また縦軸は受熱率 $dQ/d\theta$ を全受熱量 Q_T および受熱期間 θ_v で無次元化したものであり、各曲線は図中の上式にて表される式 (Wiebe の式⁽¹⁵⁾) にて、 a および m を変えることにより受熱率モードを変化させたものである。また、下図は受熱期間 θ_v に対する図示燃費率の計算結果を示したもので、各線は上図の対応する線種の受熱モードを用いている。いずれも P_{max} は一定となるように

$$\frac{dQ/d\theta}{Q_T/\theta_v} = a(m+1)X^m \exp(-aX^{m+1})$$

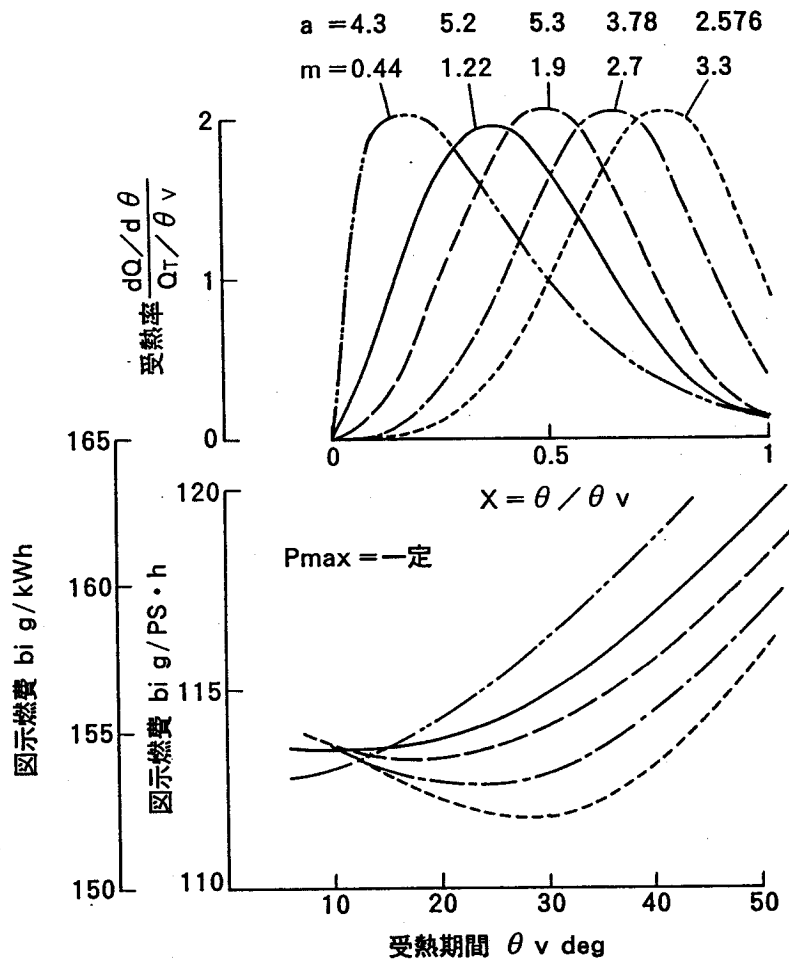


図 2.4.2 受熱モードおよび受熱期間による燃費率低減

受熱開始時期を変化させたもので、受熱期間 θ_v の短縮および後高モード化により P_{max} の上昇を抑えて低燃費率化することができるが、受熱のピークが $X=0.5 \sim 1$ の中～後高モードでは、 $\theta_v \approx 30 \text{deg}$ 程度で燃費率の低減は頭打ちとなることが分かる。すなわち、先に図 2.2.13 に示したように、現状 2 サイクルディーゼルの受熱期間はすでに 30deg レベルに達しており、今後の燃焼改善の余地としては、後燃えの改善による後高燃焼化や、熱損失の低減を含めた有効受熱量の増大にあると言える。

(2) P_{max}/P_s および膨張比/圧縮比の増大

図 2.4.3 の(a)に、最高圧力 P_{max} と過給圧力 P_s の比 P_{max}/P_s を変化させた時の筒内サイクル計算結果の図示燃費率 b_i を示す。図の上段には計算条件としての筒内空気過剰率 λ を示している。筒内空気過剰率 λ を一定に保てば (Δ および \square 印) P_{max} の上昇 (\square 印) および P_s の低下 (Δ 印でこの場合は燃料量は P_s の低下と共に λ を一定とするように減少) の

いずれの場合でも燃費率の変化はほぼ等価で、 P_{max}/P_s の増大と共に図示燃費率 b_i の低減が得られるが、平均有効圧 P_{me} 一定にて P_s の低下を図った場合には(○印)、筒内空気量の減少により λ が低下するため、 b_i の低減は少なく、 λ の低い領域では逆に b_i が悪化する。

また、図2.4.3の(b)には、排気弁の閉止時期 θ_{EVC} を遅らせることにより、膨張比 ϵ_e と圧縮比 ϵ_c の比 ϵ_e/ϵ_c を増大させて膨張行程終了後の排気のプロードアウロス低減を図った場合の計算結果を示す。膨張比 ϵ_e は膨張終わり時点のシリンダ内容積を上死点でのシリンダ内容積で除したもので、また圧縮比 ϵ_c は圧縮始めのシリンダ内容積を上死点でのシリンダ内容積で除したものである。(a)と同様、空気過剰率 λ を一定に保って ϵ_e/ϵ_c の増大を図れば(△印) b_i の大幅な低減が得られるが、平均有効圧 P_{me} 一定にて θ_{EVC} を遅延して ϵ_e/ϵ_c を増大すると、筒内の空気量が減少するため λ の低下により b_i が逆に悪化することが分かる。

すなわち(a)、(b)いずれの場合にもサイクルの作動領域境界条件としては改善されているが、 λ の低下による作動ガスの比熱比の低下がサイクルの質を悪化させていることにな

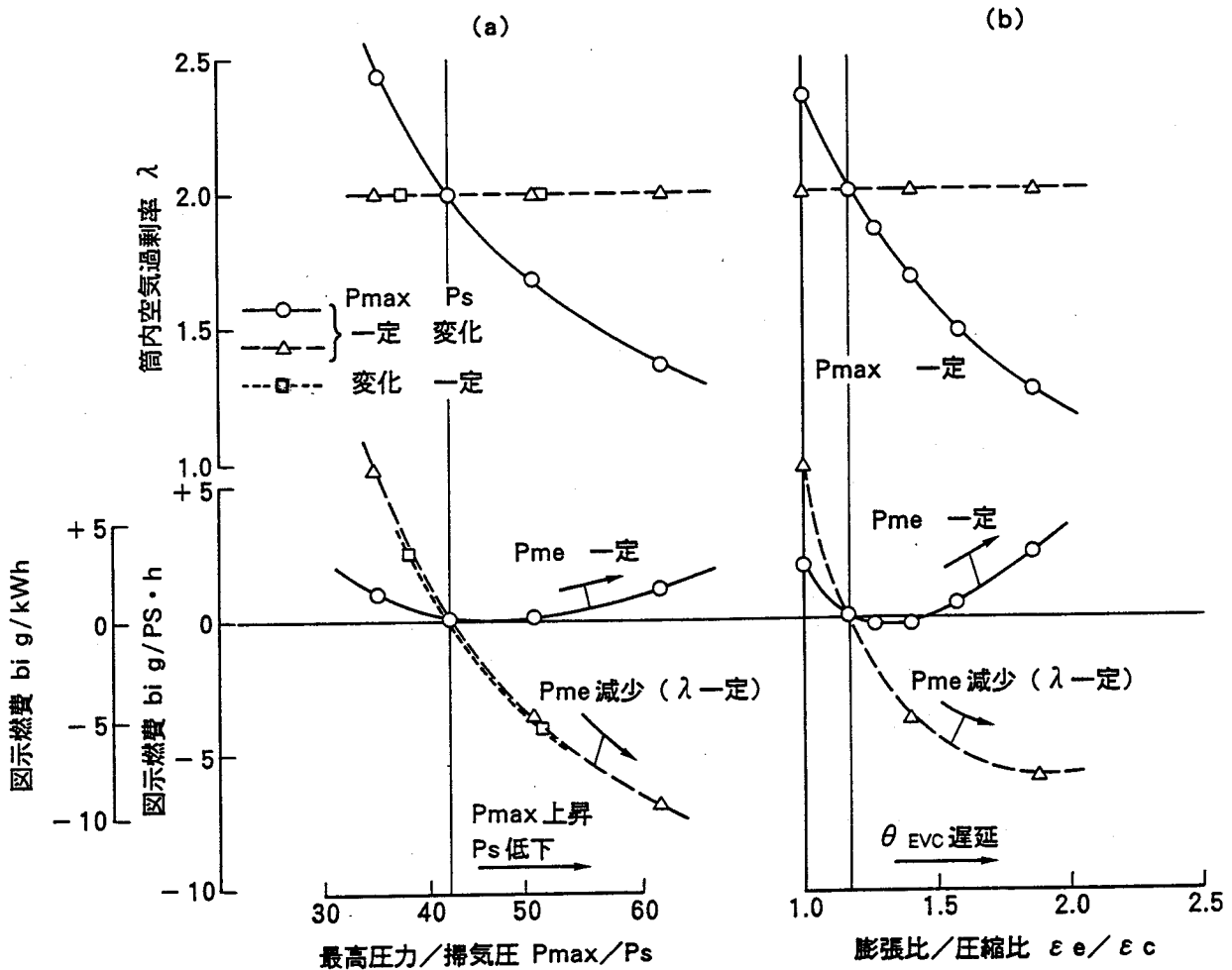


図 2.4.3 掃気圧および排気弁閉時期変化サイクル計算結果

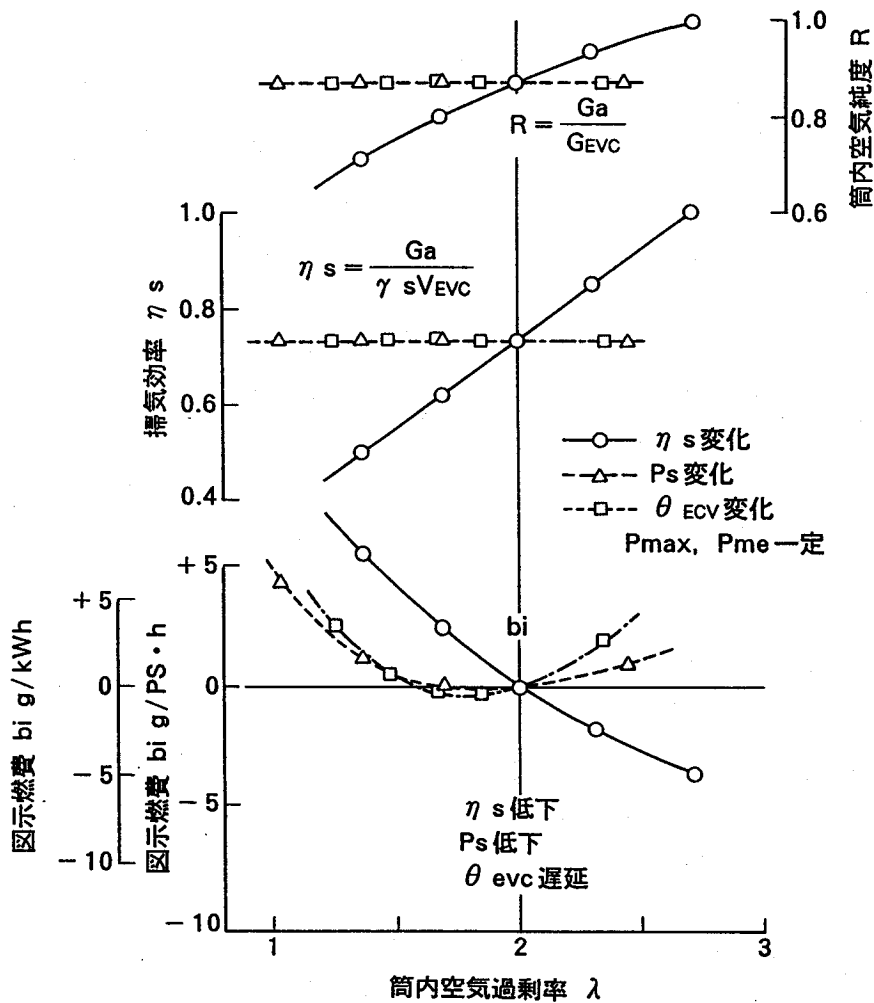


図 2.4.4 筒内空気過剰率変化サイクル計算結果

る。

(3) 掃気効率の改善

図 2.4.4 に○印にて、過給圧力 P_s および平均有効圧 P_{me} を一定として掃気効率 η_s を変化させた場合の図示燃費率 b_i の計算結果を、空気過剰率 λ を横軸にして示した。図には計算条件としての掃気効率 η_s およびこのときの筒内空気純度 R も示してある。ここで筒内空気純度 R は、筒内にトラップされた空気量 G_a を圧縮始めの筒内全ガス量 G_{EVC} で除したものである。 η_s と P_s が決まれば筒内の燃焼用空気量が決まり、 P_{me} を一定としているので λ が定まることから b_i が算出できる。また、先の図 2.4.3 の P_s 変化および θ_{EVC} 変化時の結果も△および○印にて比較して示してある。ここで、 η_s の定義は過給圧力 P_s 基準の空気密度 γ_s で圧縮始め筒内容積を満たした時の新気量に対する、筒内にトラップされた空気量 G_a の比である。 η_s の低下と共に λ が低下し、また同時に圧縮行程中における筒内新気の純度 R も残留ガスの増大により、上図に示すように低下する。その結果、圧縮および膨張の全

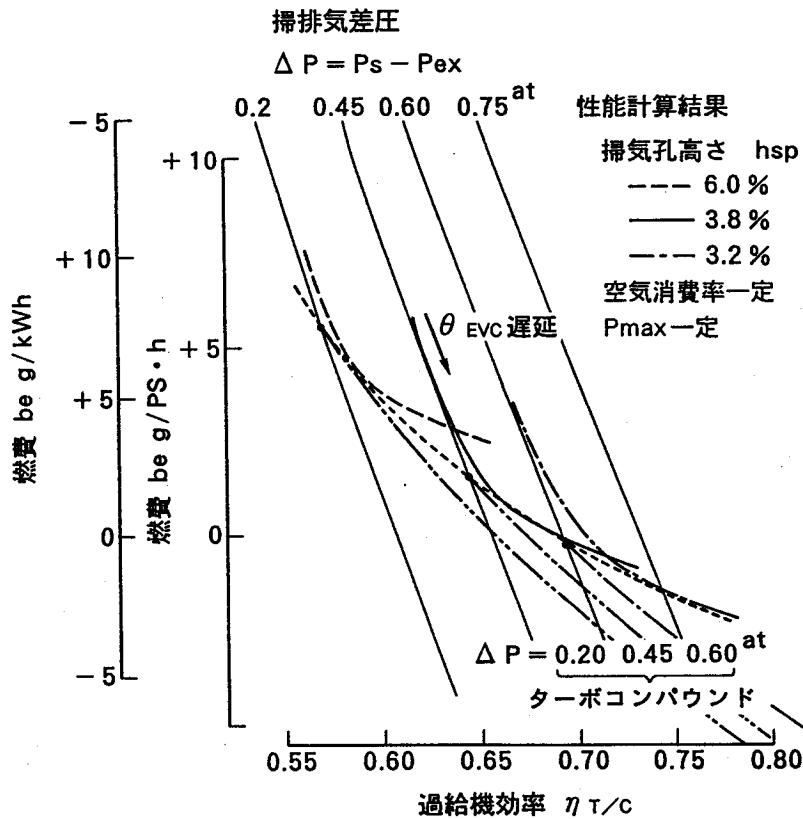


図 2.4.5 過給機効率と燃費率の関係

サイクルにわたって作動ガスの比熱比が低下し図示燃費率 b_i が悪化する。すなわち、逆に η_s の改善が得られれば、サイクルの作動境界の条件を変えることなく更に低燃費率化できる余地が残されていることが分かる。

(4) 過給機効率の向上と掃気孔高さの低減

図 2.4.5 に、2 サイクル過給機関性能計算法⁽⁴⁾を用いて排気弁開時期 θ_{EVO} および掃気孔高さ h_{sp} とエンジンストロークの比 h_{sp} を変化させたときの計算結果を、横軸に過給機効率 η_{TC} 縦軸に正味燃料消費率 b_e として示した。エンジン出力あたりの空気量である空気消費率および筒内最高圧力 P_{max} を一定とし、掃気孔高さ h_{sp} をパラメータとして示してある。図中、右下がりの細線は掃排気抵抗にて生じる差圧 $\Delta P = P_s - P_{ex}$ を一定としたときに、燃費率 b_e の低下と共に減少する排気エネルギーより排気温度を算出して求めた過給のために必要な η_{TC} の値を示したものである。掃気孔高さ h_{sp} 一定にて θ_{EVO} を遅らせていくと、初めは $\Delta P =$ 一定のラインに沿って η_{TC} の上昇と共に b_e が低減されるが、ブローダウンの掃気孔からの逆流が生じると急激に ΔP が増すため b_e の低下は頭打ちとなる。 h_{sp} を低減するとより高い ΔP の線に沿って更に低 b_e 化され、点線で示すこれらの曲線の包絡線が η_{TC} の向上による低燃費率化の限界を示すことになる。図中、2 点鎖線は限界線上から ΔP 一定にて排気を抽気し回収タービンにより動力回収するターボコンパウンドシステムの場合を示す。以上の

結果より、 η_{TC} の向上と共に h_{sp} を低下させることにより、ピストンの有効ストロークが増大して低燃費率化することができるがその低減は頭打ち傾向にあり、また、より高い過給機効率 η_{TC} のレベルでは掃気孔高さ h_{sp} を高めたターボコンパウンドシステムが低燃費率化ゲインが大きいことが分かる。

2.4.2 今後の低燃費率化の可能性

以上に、低速2サイクルディーゼルエンジンの低燃費率化技術の現状およびそれらに対するいくつかの理論的検討について述べたが、これらをベースに今後のより一層の高効率化を目指すことの可能性と方向付けについて考えを述べ、併せて、低公害高効率ディーゼルエンジンの将来の姿の一つとして有望と考えられる、複合サイクル化について提案を行う。

	サイクル	機械効率	熱損失	新気純度	比熱比
①	サイクル計算	0.96	4 %	87 %	$K=f(T, \lambda)$
②	↑ ($\theta v=30^\circ$)	↑ 1.0	↑ 0 %	↑ 100 %	↑ $K=f(T, \text{Air})$
③					
④					
⑤					$K=1.40$
⑥	サバテ ($\rho=1.25$)				
⑦	ディーゼル				
⑧	アトキンソン				

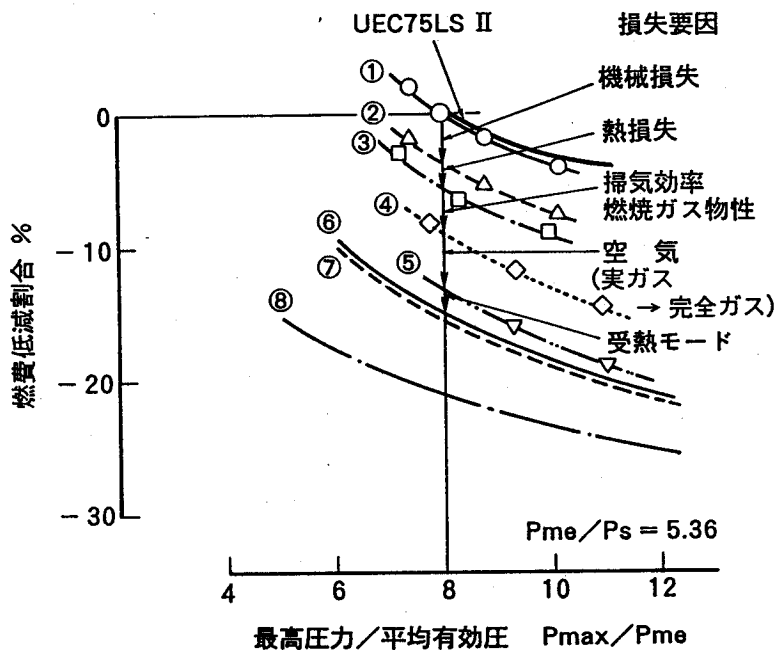


図 2.4.6 各種理想化サイクルの低燃費率化ゲイン

(1) 理想サイクル化の追求

図 2.4.6 に現状の高効率ディーゼルの燃費率と対比して、各段階にて要素毎に理想化した場合の理論燃費率の算出結果を示した。図の横軸は筒内最高圧力 P_{max} と正味平均有効圧力 P_{me} の比 P_{max}/P_{me} で、筒内空気過剰率と等価な P_{me}/P_s (P_s は過給圧力) を一定としているので、横軸は P_{max}/P_s と等価な値を示している。①は現状実機の諸特性を織り込んだサイクル計算結果で、現状 2 サイクルディーゼルの燃費率に対応している。②は機械損失、③は熱損失をそれぞれ取り除いた場合、④は更にサイクル作動ガスを空気とし燃焼ガスによる比熱比の低下をなくした場合であり、この時点で熱効率は 56% のレベルとなる。このためには、掃気効率の向上、空気過剰率の増大の追求が重要となる。次に⑤はサイクル作動ガスを完全空気 (比熱比 $\kappa=1.4$ 一定) とした場合、⑥および⑦はサバテサイクルおよびディーゼルサイクルの場合で、受熱モードの理想化に対応するが、低燃費率化ゲインとしてはあまり大きくないことが分かる。⑧は完全空気サイクルにて、膨張比/圧縮比を理想化して過給圧力まで完全に膨張させたアトキンソンサイクルで、先の図 2.4.3(b) にて述べたような空気過剰率の低下の問題がなければそのゲインは大きいことが分かる。

すなわち、今後のディーゼルエンジン単体での低燃費率化の可能性として残されているのは機械損失や熱損失の低減の他に P_{max}/P_{me} の上昇や掃気効率の向上による空気過剰率の向上およびそれを前提とした低過給圧力化や高膨張比化であり、かつそのゲインも残りが必ずしも多くはないことが示されている。

一方、将来の飛躍的な高効率原動機の実現を目指すには、ディーゼルエンジンの高効率でかつ高温の排気エネルギーを排出するという特質を生かした複合サイクル化の取り組みも必要であると考えられる。前述のターボコンパウンドシステムはその一つであり、低燃費率化ゲインも過給機効率の向上と共に大きなものがあると期待されるが、更に一層その特性を生かすものとして、ターボコンパウンドによる高出力化が考えられる。ターボコンパウンドサイクルの基本特性については第 4 章にて詳述するが、理想的なターボコンパウンドサイクルでは過給圧力の大幅な上昇により高出力化しても、 P_{max} 一定でのサイクル総合効率は変化しないことから、ディーゼルサイクルの高空気過剰率化時の比出力の低下を高密度化によって補い、総合熱効率の向上を目指すことができる。また、更にその下流にボトムリングサイクルとして蒸気タービンサイクルを設けることにより、高効率ディーゼル複合発電システムとして更に高効率化を目指すことが可能である。

(2) 複合サイクルの追求

出力 10~40MW クラスの大形低速 2 サイクルディーゼルエンジンの熱効率は、現状でもすでに 50% を越えるレベルにあるが、さらにその排熱を用いたコンバインド化により、高効率の発電プラントの実現が期待できる。しかし、高効率ディーゼルエンジンの欠点として、排ガス NO_x が高いことが発電プラントとしての実現性を阻んでいる。

ディーゼルの高い排ガス NO_x を後処理により取り除く手法の一つとして、排ガス再燃還元燃焼炉を適用する方法⁽¹⁶⁾は、従来の接触還元による触媒脱硝の様にアンモニアを必要と

ている。

以上のシステムを対象として、各部のマスおよびエネルギーフローを求めるサイクル計

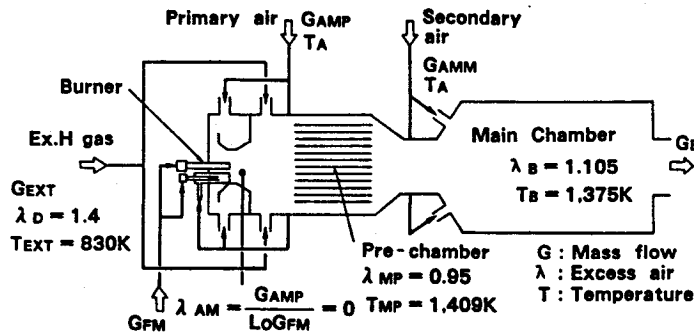


図 2. 4. 8 再燃脱硝炉の構成

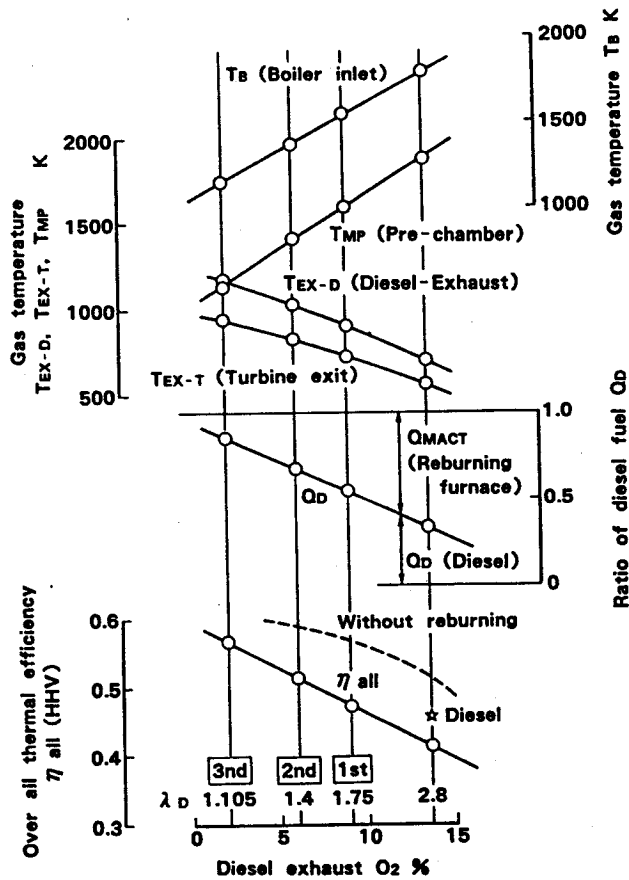


図 2. 4. 9 低 NOx ディーゼル複合発電システムのサイクル計算結果

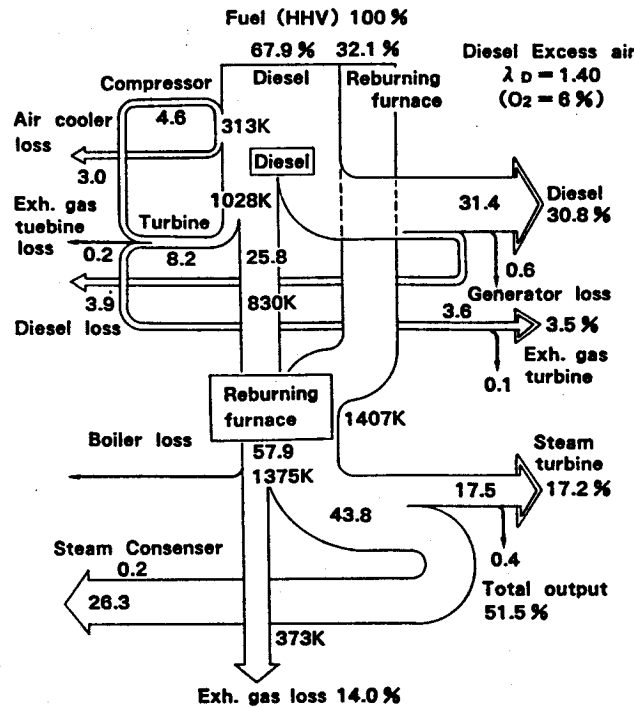


図 2.4.10 低 NOx ディーゼル複合発電システムのエネルギーフロー図

算を実施した結果を図 2.4.9 に示す。ディーゼルエンジンは、現状の大形 2 サイクルエンジンで得られている単体熱効率 η_{LHV} (低位発熱量ベースの熱効率) = 0.512 が維持されるものとし、また排ガスボイラでは、出口温度 100° C、蒸気タービンサイクル効率 $\eta_{ST} = 0.40$ と仮定した。燃料には LNG を用いることを前提としている。横軸はディーゼルの排ガス中残 O_2 を示し、縦軸には高位発熱量ベースのプラント総合熱効率 η_{all} (HHV)、全投入燃料に対するディーゼルへの投入燃料割合 Q_D 、および各部のガス温度 T (ディーゼル出口、ガスタービン出口、再燃炉予燃焼室内および排ガスボイラ入り口) を示している。図より、ディーゼルの排ガス残 O_2 レベルの低減と共に、還元燃焼炉での追加燃料割合 Q_{MACT} が減少し、システムの総合熱効率が上昇することが分かる。現状 2 サイクルディーゼルの空気過剰率 $\lambda_D = 2.8$ を半減 ($\lambda_D = 1.4$, $O_2 = 6\%$) することにより、発電効率 52%、またさらに低減することにより、58% ($O_2 = 2\%$) レベルをも得ることが可能であることを示している。図 2.4.10 に、 $\lambda_D = 1.4$ のときのエネルギーフロー図を示す。

本システムの実現には、ディーゼルの低空気過剰率化が前提となり、そのためのディーゼル燃焼技術やディーゼルサイクルの最適化、空気消費量低減のための掃排気技術、さらにはエンジン熱負荷の増大、排気温度上昇などへの対応が課題となる。これらの要素技術については、まず図 2.4.9 に示す第 1 ステップの $\lambda_D = 1.75$ のレベルに対しては、現状のディーゼル開発技術の延長上として十分可能性を有しており、今後さらに第 2、第 3 ステップを含め本システムの実現に向けた取り組みにより低 NOx でかつ高効率の発電プラントとし

ての実現の可能性は高いものと考えられる。

2.5 むすび

ディーゼルエンジンの低燃費率化について、特に熱効率 50% を越える低速 2 サイクルディーゼルを中心に、低燃費率化へのこれまでの取り組みと現状分析、今後の可能性について示した。その結果を要約すると以下の通りとなる。

- 1) 燃焼制御による低燃費率化には、後燃えの改善による後高燃焼化や、熱損失の低減を含めた有効受熱量の増大が必要であるが、その改善余地はあまり大きくはない。
- 2) 筒内最高圧と掃気圧の比 P_{max}/P_s および膨張比と圧縮比の比 $\varepsilon_d/\varepsilon_c$ 増大により、サイクルの作動領域境界条件としては改善されるが、同時に空気過剰率の低下を招くことにより作動ガスの比熱比の低下がサイクルの質を悪化させている。
- 3) 2 サイクルディーゼルの掃気効率の改善は、サイクルの作動境界の条件を変えることなく更に低燃費率化できる余地が残されており、今後さらなる追求が求められる。
- 4) 2 サイクルディーゼルでは、過給機効率の向上により掃気孔高さを低減することができるため、ピストンの有効ストロークの増大による低燃費率化が得られるが、その低減は頭打ち傾向にある。
- 5) 将来の飛躍的な高効率原動機の実現を目指すには、ディーゼルエンジンの高効率でかつ高温の排気エネルギーを排出するという特質を生かした、複合サイクル化の取り組みも必要であり、その一例として、ディーゼルの低空気過剰率化を前提としたディーゼル複合発電システムを提案した。

ここで示した結論は主としてサイクル論的な見方が中心ではあるが、これらはすべて個々の要素技術に支えられたものあるいは支えられるべきものであり、これら要素技術が今後もより一層進展する事を想定した幅広い可能性の追求が必要と考える。

参考文献

- (1) 立石, 日本機械学会誌, 93-855 (1990), 142.
- (2) 串山, 日本船舶機関学会誌, 24-2 (1989), 66.
- (3) 宮野・ほか 4 名, 三菱重工技報, 24-2 (1987).
- (4) 串山・ほか 2 名, 機械学会論文集, 31-230, (第 2 部) (1965), 1539.
- (5) Krieger, R. B. and Borman, G. L., *ASME Paper 66-WA/DGP-4* (1967).
- (6) 長尾不二夫, 「内燃機関講義 (上巻)」, 養賢堂刊.
- (7) Tsuneya, R., ほか 3 名, *14th CIMAC* (1981).
- (8) Rinoie, ほか 4 名, *16th CIMAC* (1985).
- (9) 加藤・ほか 5 名, 機械学会論文集, 53-485, B (1987), 289.

- (10) Tuneya, R., ほか2名, *15th CIMAC* (1983).
- (11) 平山・ほか5名, 三菱重工技報, 21-4 (1984).
- (12) G. A. Lustgarten, *MTZ*, 46-6 (1985), 199.
- (13) Stull, D. R., ほか, *NSRDS-NBS 37, U.S.D.C.*, (1971).
- (14) Eichelberg, G., *Engineering*, (1939), 463.
- (15) Frick, E. and Jante, A., *Kraftfahrzeugtechnik*, 9 (1960), 340.
- (16) 徳田・ほか3名, 三菱重工技報, 26-4 (1989).

第3章 吸排気系二次元非定常流計算法の開発とその応用

3.1 まえがき

エンジンの吸排気系に関する研究は、吸排気系システムの研究、吸排気弁部の非定常流動の研究、筒内スワール（旋回流）制御技術の研究、筒内のガス交換の研究等数多くの研究がなされてきている。これらの中でも、エンジンの非定常吸排気流れを制御して吸入空気量の増大、すなわち体積効率の向上を図り、エンジン性能を向上させる試みは、古くから実験的および解析的手法を用いて行われてきており、近年特に車両用エンジンなどにおいて実用化が数多くなされている^{(1)~(4)}。

脈動を利用した吸気系システムの最適化には、非定常流計算法を用いた解析検討が有効であり、一次元特性曲線法に代表される計算検討手法は、古くから吸気系システムの開発に適用されて来ている⁽⁵⁾⁽⁶⁾。しかし一次元非定常流計算では、分岐・集合部や曲がり部など管路の形状によるモーメントの配分への影響が大きい場所にて、等圧の仮定を導入することなどによる評価精度の低下が問題であり、かつ設計検討手法としての解析機能としても不十分であった。特に、多数のシリンダを連結する吸気系システムを、車載を前提として限られたスペース内に配置する場合には、これら形状効果の影響が無視できず、脈動利用設計手法としては適合性に欠けていた。吸気系システムの全体にわたって、直接二次元計算を実施した例もこれまでには幾つか見られるが⁽⁷⁾、膨大な計算時間および計算コストの点で設計手法としては実用的ではない。

一方、吸気系システムにおける吸気の非定常流動を制御して体積効率の向上を図り、エンジン性能を向上させる、いわゆる吸気脈動利用技術には、吸気流れの慣性力を利用した慣性過給技術と吸気管内の気柱共鳴を利用した共鳴過給技術に大別されるが、特に後者を利用した共鳴吸気システムについては、車両用エンジンをはじめとした低速域でのトルクを要求されるエンジンの、低速域体積効率向上の手段として有効である。共鳴吸気システムはCser⁽¹⁾により開発され、特に3、4、6シリンダエンジンの特定回転数域での体積効率向上を狙って数多く実用化されている。しかし、本研究にて取り上げることとしたV形8シリンダエンジンの場合、左右両バンクをまたいだ等間隔吸入シリンダを組み合わせる共鳴系を構成する必要があり、これまでに一部試みられてはいるものの⁽²⁾、複雑な形状構成のために実用化されているものはない。

そこで、本研究では、エンジンの吸気系シミュレーションの機能および精度向上を目的とし、かつ設計検討手法としても実用的な解析手法として、二次元形状を考慮した非定常流計算法を開発する。さらに、本解析手法の応用として、ここで開発した二次元非定常流計算法によるシステム形状諸元の最適化検討をベースに、V形8シリンダエンジンの共鳴吸気システムの開発・試験を実施する。

一方、エンジン排気系の最適化設計においては、体積効率の向上ばかりではなく、排気騒音低減や、さらには音質まで含めた排気系の音響特性の改善が必要となっている。そのための解析評価手法として、従来の一次元非定常流計算法^{(8)~(11)}は、吸気系と同様、形状効果が支配的な系では実現象との対応が十分ではない。しかし、排気系全体を多次元計算すると計算時間が長くなり実用的な設計検討手法として広く適用して行くには問題がある。排気系の脈動の高周波数成分を正しく記述するアルゴリズムや、シミュレーション手法により排気系の音響特性を高精度に予測する技術に関しては、これまで必ずしも十分な研究はなされてはきていない。

そこで、本研究では、吸気系と同様、排気系についても管路部を一次元で取り扱い、分岐合流部および容積部を二次元で計算することとし、かつ、その音響特性を評価可能な高周波数レベルまで評価することができる排気系非定常流計算シミュレータの開発を目指して取り組むこととする。

3.2 吸気系の解析

3.2.1 まえがき

本研究では、エンジンの吸気系シミュレーションの機能および精度向上を目的とし、かつ設計検討手法としても実用的な解析手法の開発を実施した。吸気系システムの全体にわたって、直接二次元計算を実施した例もこれまでには幾つか見られるが⁽⁷⁾、膨大な計算時間および計算コストの点で設計手法としては実用的ではない。そこで本研究では、計算時間の短い実用的な解析手法とすることを狙いとして、分岐・集合部等流路形状の影響の大きな部分のみを粗いメッシュの三角形二次元要素に分割し、その他の部分は一次元の直管としてモデル化することを試みた。

3.2.2 解析法

圧縮性流体の二次元非定常計算手法は各種のものが提案されているが、本研究では、エンジンの吸気管における分岐・合流部での流れの方向性を最低限考慮し、かつ計算時間の点で実用的な解析手法とするという目的に対して適している変形 FLIC (Fluid in Cell) 法を用いた。変形 FLIC 法⁽¹²⁾は、三角形の要素分割モデルを用いたことを特徴とするため、エンジンの吸気系の様に複雑な境界形状のもとでの流れを効率よく解析することが可能である。以下に、その計算手法の概要を述べる。

圧縮性流体の二次元流れの基礎方程式は、以下のように表せる。

保存則：

$$\frac{\partial F}{\partial t} + \frac{\partial Fu}{\partial x} + \frac{\partial Fv}{\partial y} = -f \quad (3.2.1)$$

状態方程式：

$$p = \rho RT \quad (3.2.2)$$

ここで、

$$F = \begin{pmatrix} \rho \\ \rho u \\ \rho v \\ \rho E \end{pmatrix}, \quad f = \begin{pmatrix} 0 \\ \partial p / \partial x \\ \partial p / \partial y \\ \partial \rho u / \partial x + \partial \rho v / \partial y \end{pmatrix} \quad (3.2.3)$$

また、 t :時間、 ρ :密度、 p :圧力、 T :温度、 u, v : x および y 方向速度、 E :全エネルギー、 R :ガス定数、を表す。

ここで、与えられた閉曲線内に対して式(3.2.1)の面積分を行い、その結果をガウスの定理を用いて整理することにより次式を得る。

$$\frac{d}{dt} \int_S F dS = \frac{\partial}{\partial t} \int_S F dS - \int_C F V_n ds = - \int_C Q ds \quad (3.2.4)$$

ここで、

$$Q = \begin{pmatrix} 0 \\ \rho l \\ \rho m \\ \rho V_n \end{pmatrix} \quad (3.2.5)$$

また、 S :面積、 C :閉曲線、 s : C 上の長さ、 l, m : C 上の外法線ベクトル n の方向余弦、 V_n : C 上の n 方向速度、を表す。

計算領域は三角形要素に分割され、式(3.2.4)に対して有限差分近似を適用する。FLIC法では、時間に対する有限差分を2ステップにて行う。まずステップ1では、微小時間 Δt 内にて輸送項を無視し、式(3.2.4)および式(3.2.5)より時刻 $t = n \Delta t$ における中間値 F^* を求める。次にステップ2にて、三角形要素の各辺を通して F^* が流出入するとの仮定のもとに、保存則(式(3.2.4)の第一式)を用いて、新しい時刻 $t = (n+1) \Delta t$ における値 $F^{(n+1)}$ が求められる。

本手法における有限差分近似の打ち切り誤差はステップ2の仮定によって生じるものであるが、その結果として、計算の解の不安定性を抑制する数値粘性の効果を生じさせる役割を果たしている。

吸気管内の任意の箇所を、以上に述べた二次元変形FLIC法を用いて解析し、その他の部分を一次元として非定常流計算するプログラム構成とすることにより、分岐・合流部や曲がり部等の、流路形状の影響の大きな部分のみ二次元メッシュ分割して、その影響を考慮できるようにした。

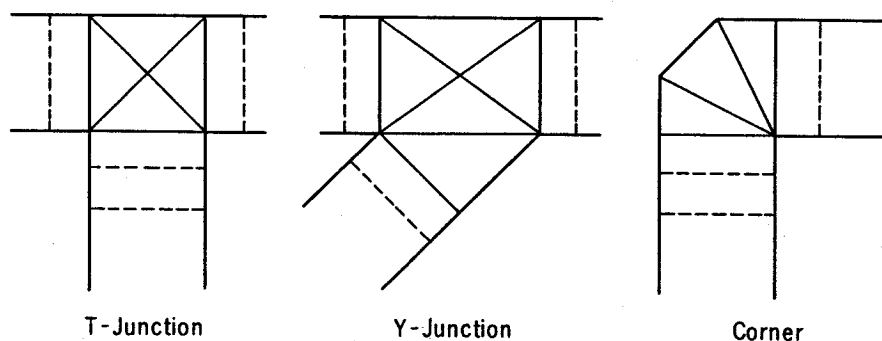


図 3.2.1 二次元要素分割例

また計算時間の点から実用性を高めるために、二次元部分も図 3.2.1 に示すように T 継ぎ手や Y 継ぎ手、曲がり部に対して、粗い三角形メッシュとして、流れの方向性を最低限考慮することとした。吸気管設計に必要なマクロな形状諸元の検討には実用上問題ないことを次節 (3.2.3 節) にて示す。

エンジン側のモデルは、シリンダおよび排気管を容積として取り扱い、吸排気過程において、与えられた弁リフト曲線に従って開閉する吸排気弁部を、断熱準定常流れとして容積に流出入するマスおよびエネルギーを計算するプログラム⁽¹³⁾とした。図 3.2.2 に計算法のフローチャートを示す。エンジンサイクル計算モデルは、一次元および二次元の吸気管内非定常計算に対する境界条件として、微小時間刻み毎に呼び込まれる形となっている。

計算は任意の初期状態から開始され、一定のエンジンサイクル数が経過するまで継続して進められるが、実用上は 3 ないし 4 サイクル分の計算にて十分な収束状態が得られる。計算結果は、各シリンダ毎の吸入空気量および吸排気過程ポンプ仕事などが合計計算されて出力される。

計算時間は、二次元メッシュ数により異なるが、従来用いられてきた特性曲線法による一次元非定常流計算による場合に比べて約 2 倍程度で、設計手法として十分実用化できる

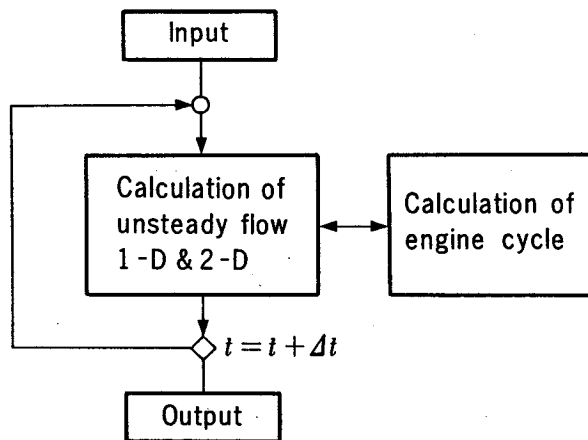


図 3.2.2 計算フローチャート

レベルにあると考えられる。

3.2.3 吸気系解析結果

まず最初に、本計算法にて二次元部分に採用した粗い三角形要素分割の有効性について示すために、図 3.2.3 に吸気行程中の分岐部での圧力変化の計算結果を、細かい要素分割

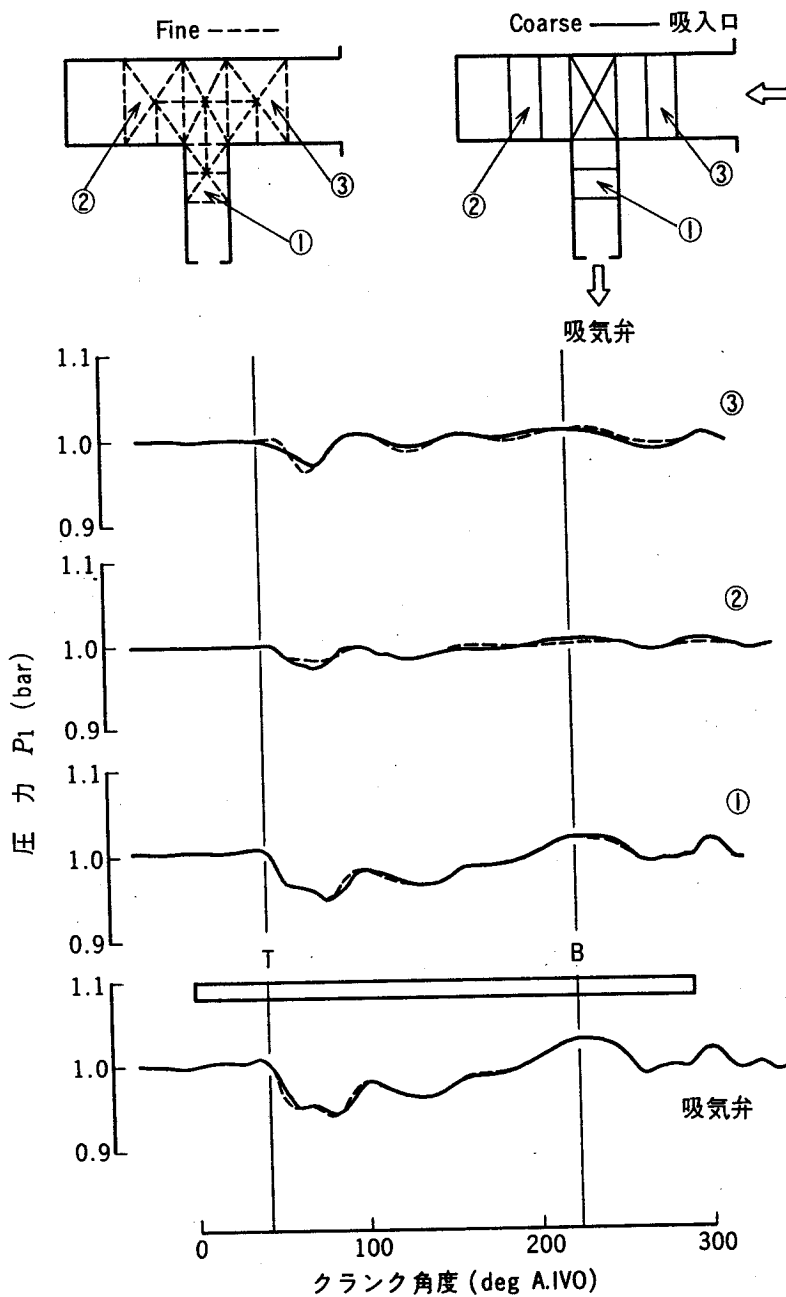


図 3.2.3 要素分割法による圧力変動計算結果の比較

の場合と比較して示した。図の横軸はエンジンのクランク角度、縦軸には上図に示す各点での圧力変動の計算結果を示す。吸気管モデルは単純形状ではあるが、両者にはほとんど差はなく、粗い要素分割でもマクロな非定常モーメントの伝達は十分計算されていることが分かる。

次に、本計算法の吸気系設計のための手法としての適用性について検討するために、例として、分岐・合流部での流量分配への影響が大きいと考えられる V 形 8 シリンダ (V-8) エンジンの吸気系システムを対象とした計算結果を以下に示す。

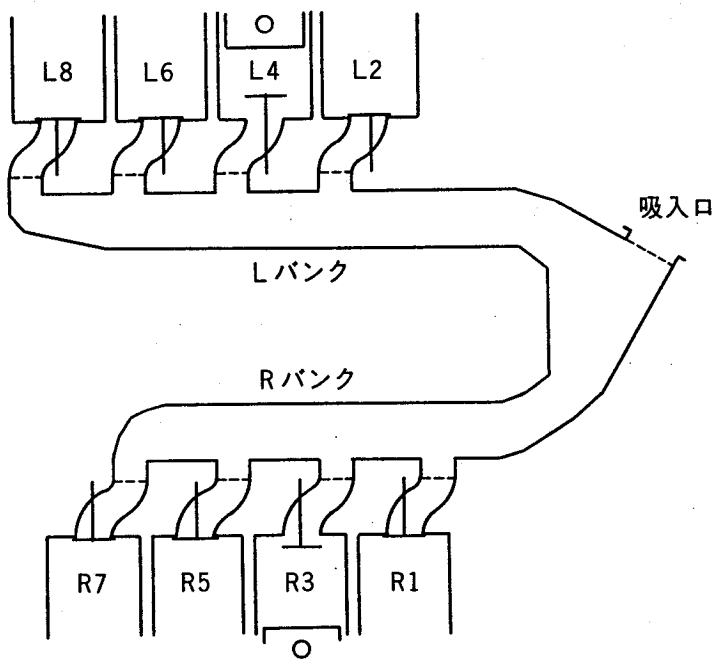


図 3.2.4 V-8 エンジン吸気系構成

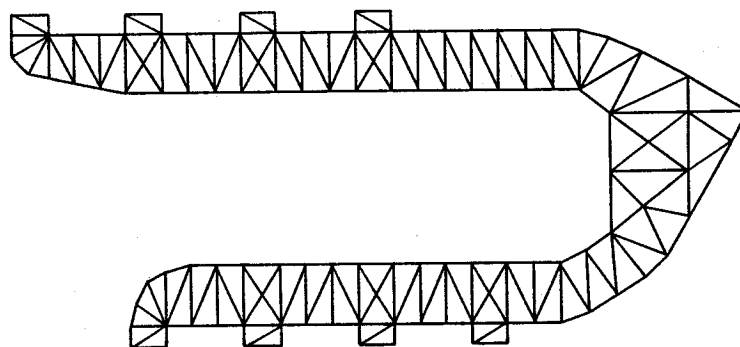


図 3.2.5 V-8 エンジン吸気系二次元要素分割

図 3.2.4 に V-8 エンジンの吸気系構成を示す。V 形エンジンの R および L の左右両バンクに各 4 気筒ずつのシリンダが配置され、吸気管は吸入口から各バンクの吸気マニホールドに分岐される構成となっている。また図 3.2.5 にこの吸気マニホールドの二次元要素分割モデルを示す。ここでは、吸気系の主要部分全体にわたって粗い三角形要素分割を行っているが、前節でも述べたように、分岐部および曲がり部のみに図 3.2.1 に示した二次元要素分割を用い、その他の管路部には一次元モデルを適用しても実用上ほとんど計算結果には差はない。

図 3.2.6 に、吸気管内の流れのパターンのクランク角度毎の変化を、速度ベクトルの形で示した。(a)~(h)の各図は、中央に示すエンジンのクランク角度に対応した時期における吸気マニホールド内の吸気速度ベクトルを表しており、#7 シリンダおよび#3 シリンダの吸入行程が示されている。図から分かるように、分岐部での速度ベクトルはシリンダ方向への吸入流れの影響を受けており、#7 シリンダおよび#3 シリンダの連続吸入シリンダ間に吸気干渉が生じている [図 3.2.6(a)~(c)] ことが分かる。分岐部の要素メッシュが粗いため、ミクロな局所流れは考慮されていないが、形状効果によるマクロなモーメンタムの伝達は良好にシミュレートされていることが分かる。

図 3.2.7 に計算結果と実測結果の吸気管内圧力変動を比較して示した。横軸は R1 シリンダの圧縮上死点 (TDC) を 0deg としたエンジンのクランク角度、縦軸には各部の吸気圧力変動を示す。エンジン回転速度は、本エンジンの定格回転数の 2200min^{-1} である。V-8 エンジンであるためバンク毎に不等間隔の吸入シリンダを有し、図 3.2.6 に見られた吸気干渉時の分岐部におけるモーメンタムの方向性が圧力変動に大きく影響するため、実測結果 (破線) に比べて、従来の特性曲線法による一次元非定常流計算 (点線 Cal. 1-D) では圧力変動の位相および振幅が大きく異なっているが、今回開発の二次元を考慮した計算結果 (実線 Cal. 2-D) では、実測結果を良好にシミュレートできていることが分かる。

図 3.2.8 には、図 3.2.7 の計算結果におけるシリンダ毎の体積効率のばらつきの結果を示した。R バンクの R7 および R3 シリンダ、ならびに L バンクの L6 および L8 シリンダが各バンクの連続吸入シリンダとなっているため、吸気干渉により R7 および L6 シリンダの体積効率が低下していることが分かる。図 3.2.7 に示したように、Cal. 1-D では圧力変動の振幅および位相が異なっており、図 3.2.8 に示す Cal. 1-D (Δ 印) の体積効率のばらつきは、Cal. 2-D (\circ 印) とは異なったものとなっている。図 3.2.9 には、このときの二次元計算結果のシリンダ毎の吸気流量の比較を示す。エンジン回転速度は、定格回転数の 2200min^{-1} である。R バンクおよび L バンク毎にそれぞれ横軸にクランク角度を、縦軸に吸気弁部の流量変動をとり、各線種にて、シリンダ毎の比較を示している。連続吸入シリンダにおける吸気干渉により、R7 および L6 シリンダで吸入量が低下している様子が分かる。

次に、本計算法を用いた吸気系の形状効果の検討例として、非定常吸入下の分岐部形状が流れに及ぼす影響についての計算結果を図 3.2.10 に示す。横軸はクランク角度、縦軸は吸気圧力変動を示す。図の(a)は上図に示すように、吸入枝管の傾きの影響を計算したもの

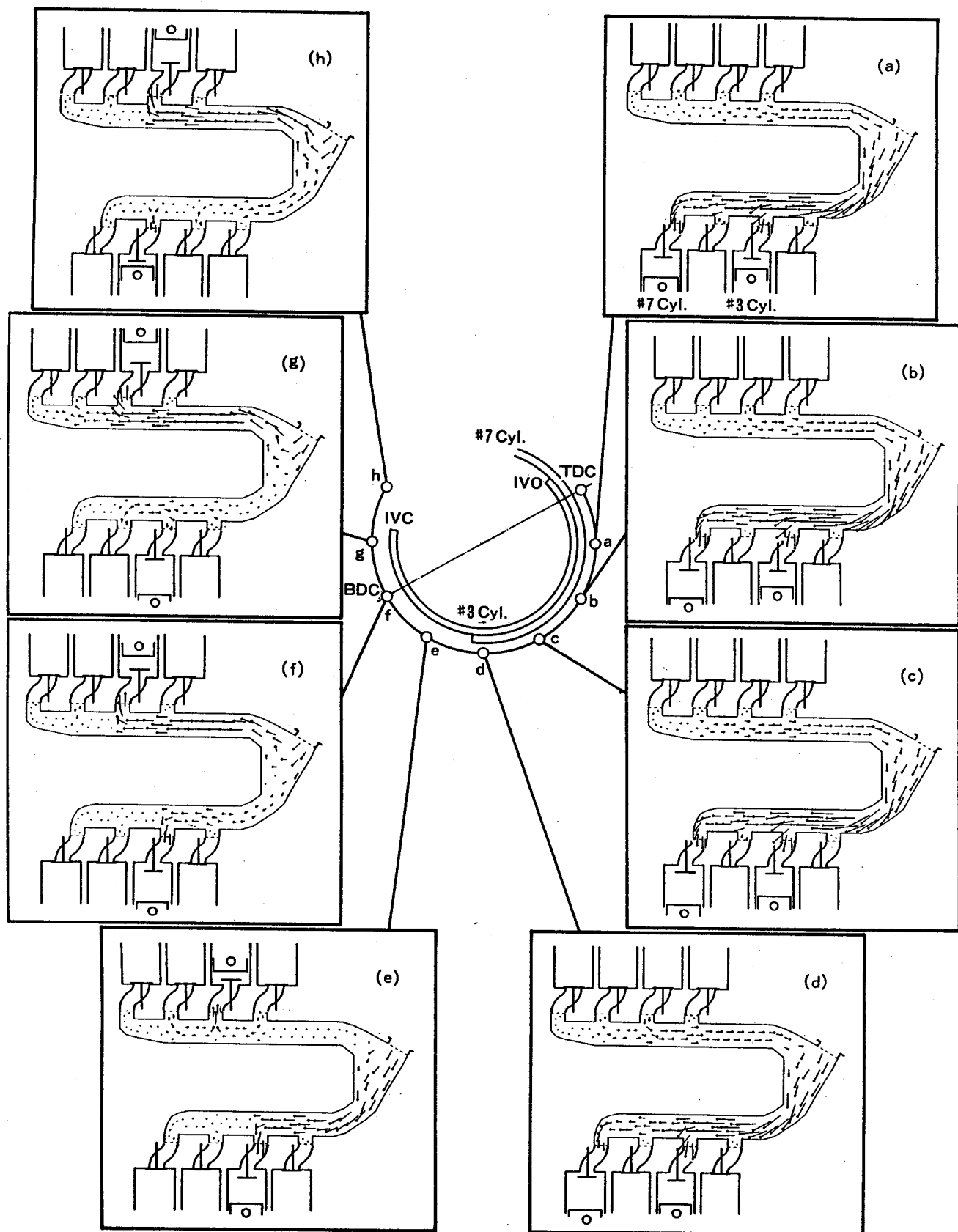


図 3.2.6 吸気管内の速度ベクトルの計算結果

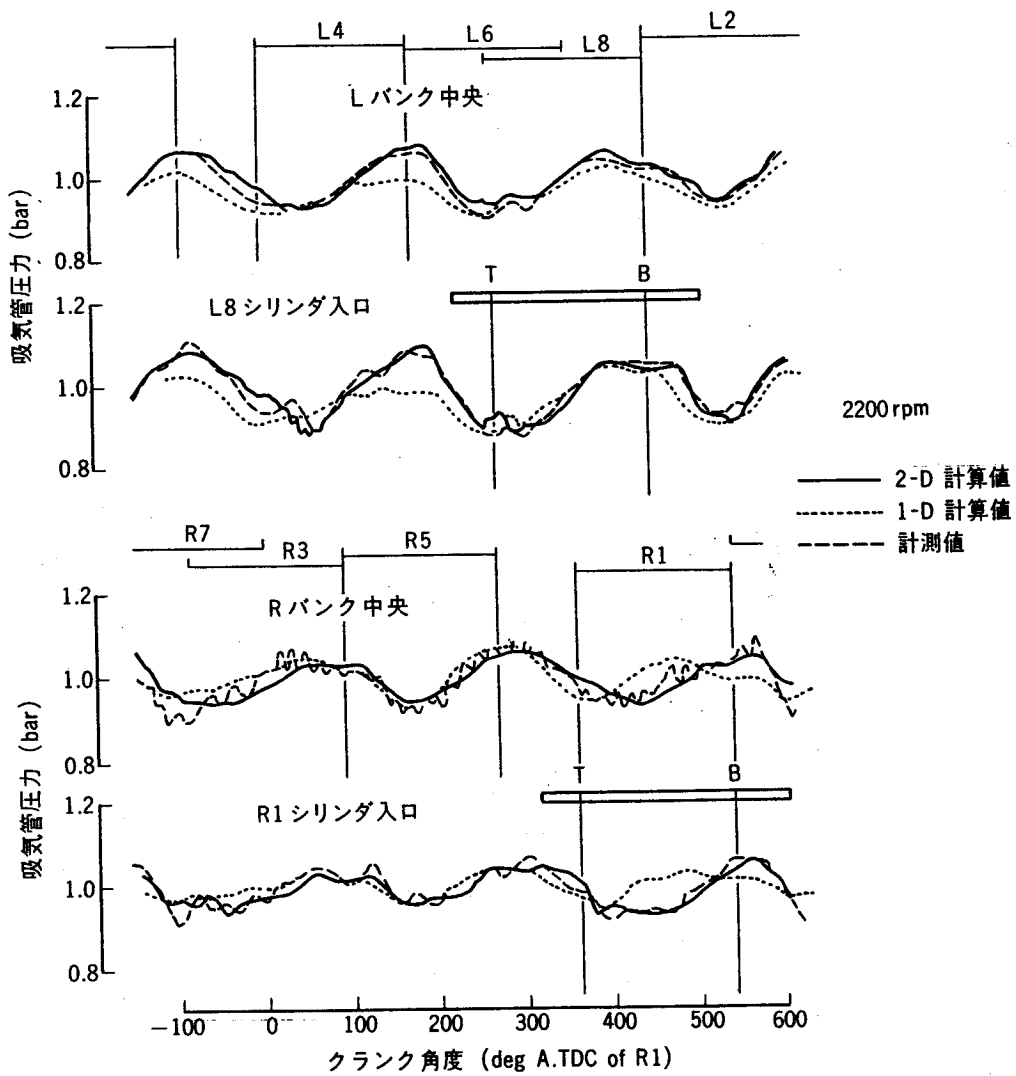


図 3.2.7 圧力変動の計算結果と計測結果の比較

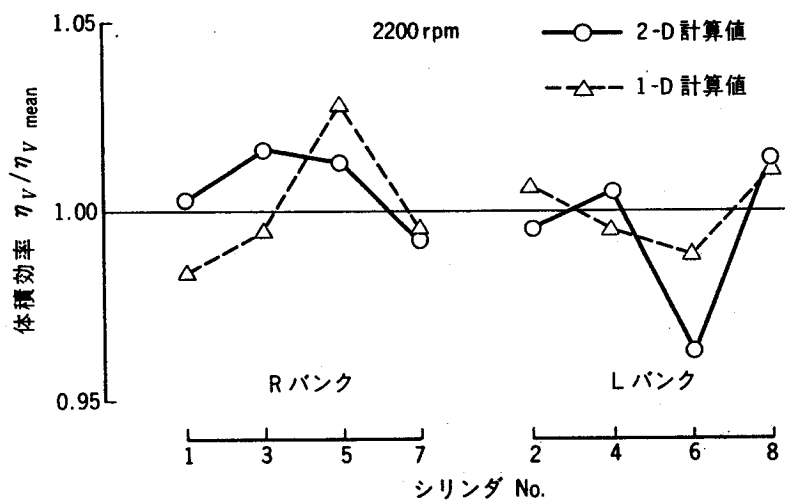


図 3.2.8 体積効率のシリンダ間のばらつき

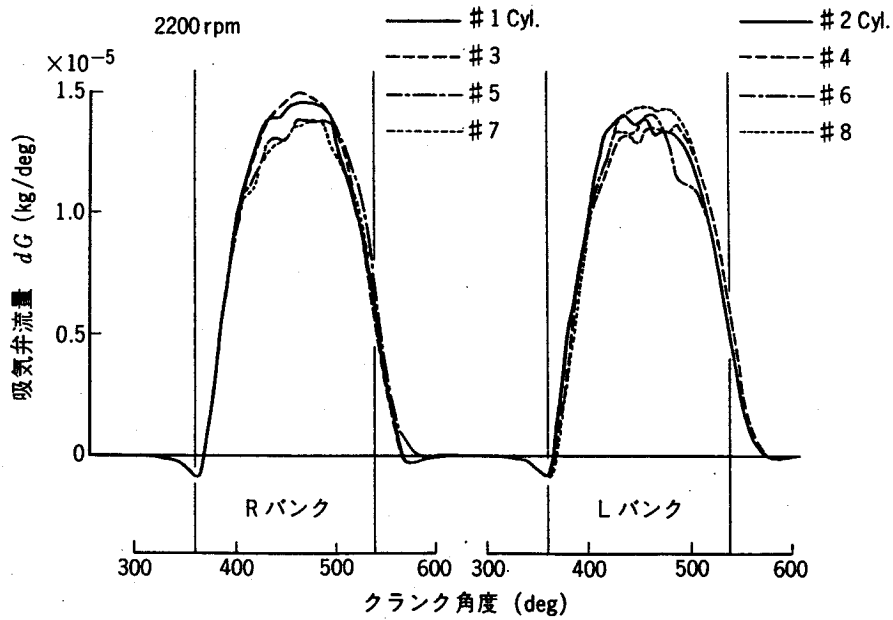
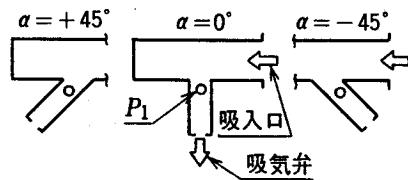


図 3. 2. 9 吸気弁流量変動のシリンダ間の比較

(a) 傾き角の比較



(b) 分岐部面取りの影響

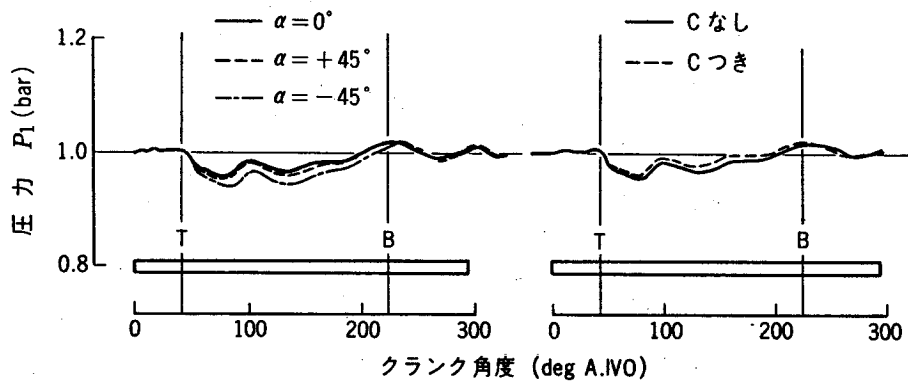
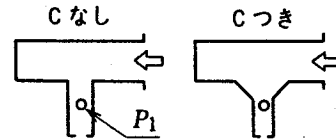


図 3. 2. 10 分岐部形状効果の比較

で、吸気マニホールド部に対して直角に吸入枝管を配したもの（実線 $\alpha=0^\circ$ ）に比べて、枝管を吸入方向に傾けた場合（破線 $\alpha=+45^\circ$ ）および吸入方向と逆に傾けた場合（ $\alpha=-45^\circ$ ）

の枝管内圧力変動を示した。定常流のもとでは、分岐管は吸入方向に傾ければ傾けるほど ($\alpha > 0$) 圧力損失係数は低減されるが、図に見られるように、非定常吸入の場合には定常流時と流線が異なり、吸入口と逆方向のマニホールド空間からも流れが生じるため、枝管を直角に配した場合が最も圧力低下が少ないことが分かる。また図の(b)は、同じく上図に示すように、枝管入口部の角を面取りした場合(破線:C付き)の非定常圧力降下の減少の様子を面取りなしの場合(実線:Cなし)と比較して示している。面取りを設けた場合の方が吸入行程中の圧力低下が減少していることが分かる。

以上の結果から、吸入枝管はマニホールド内の流入方向に対してできるだけ直角に配置し、かつできるだけ大きな半径の丸みを分岐部に設けておくべきであることが分かる。

3.2.4 まとめ

エンジンの吸気系システムシミュレーションの機能および精度向上を目的として、二次元形状を考慮した非定常流計算手法を開発した。変形 FLIC (Fluid in Cell) 法を用いた二次元非定常流解析を分岐・合流部など形状の影響の大きい部分に適用し、他の部分は一次元として取り扱っているため、計算時間も短く実用的な手法が得られた。

また、本計算法の吸気系設計のための手法としての適用性について検討するために、例として、分岐・合流部での流量分配への影響が大きいと考えられる V 形 8 シリンダ (V-8) エンジンの吸気系システムを対象とした計算を行った結果、実測結果を良好にシミュレートできていることを示した。

3.3 V 形 8 気筒ディーゼルエンジンの共鳴吸気系への応用

3.3.1 まえがき

共鳴吸気システムは C_{ser} ⁽¹⁾ により開発され、特に 3、4、6 シリンダエンジンの特定回転数域での体積効率向上を狙って数多く実用化されている。しかし V 形 8 シリンダ (V-8) エンジンの場合、左右両バンクをまたいだ等間隔吸入シリンダを組み合わせると共鳴系を構成する必要があり、これまでに一部試みられてはいるものの⁽²⁾、複雑な形状構成のために実用化されているものはない。そこで、本研究では、前節にて述べた、二次元非定常流計算法によるシステム形状諸元の最適化検討をベースに、車両用として搭載可能なコンパクトな形状を前提とした V-8 エンジンの共鳴吸気システムの開発・試験を実施する。

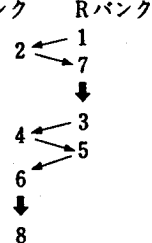
3.3.2 システムの構成

V 形 8 シリンダエンジンでは通常、直列 6 シリンダエンジンなどの他のタイプのエンジンに比べて、体積効率の点では不利となっている。これは、4 シリンダずつからなる各バンク内のシリンダの吸入間隔が不等間隔となっており、連続吸入シリンダによる吸気干渉により体積効率が低下するためである。これを避けるために、バンクをまたいだ等間隔吸

入シリンダを結んだ吸気系システムとし、同時に、エンジンの低回転数域において体積効率を高めトルク特性を向上させるための共鳴吸気システムを実現させることを狙いとして開発に取り組んだ。

表 3.3.1 に、開発の対象とした V-8 エンジンの主要諸元を示す。無過給直接噴射式高速ディーゼルエンジンで、シリンダ径は 135mm、ストロークは 140mm、出力 235kW、回転数 2200min^{-1} のトラック用エンジンをベースとした試験エンジンである。表 3.3.1 に示したように、Rバンクでは No. 7 と No. 3 シリンダが、また Lバンクでは No. 6 と No. 8 シリンダが 90deg クランク角の間隔で連続吸入シリンダとなっている。図 3.3.1 に、通常用いられている非共鳴形の V-8 エンジンの吸気系の吸気管結合図と比較して、本開発にて取り組んだ共鳴システムの吸気管結合図を示した。図中、二重円の数字は奇数番目の着火順序をもつシリンダの番号、一重円の数字は偶数番目のものを示している。非共鳴形では R および L バンク毎に共通の吸気マニホールドを持ち、

表 3.3.1 エンジン主要諸元

型式	無過給直接噴射式
シリンダ数	8
内径×ストローク	φ135×140mm
出力	235kW/2200rpm
着火順序	Lバンク Rバンク 

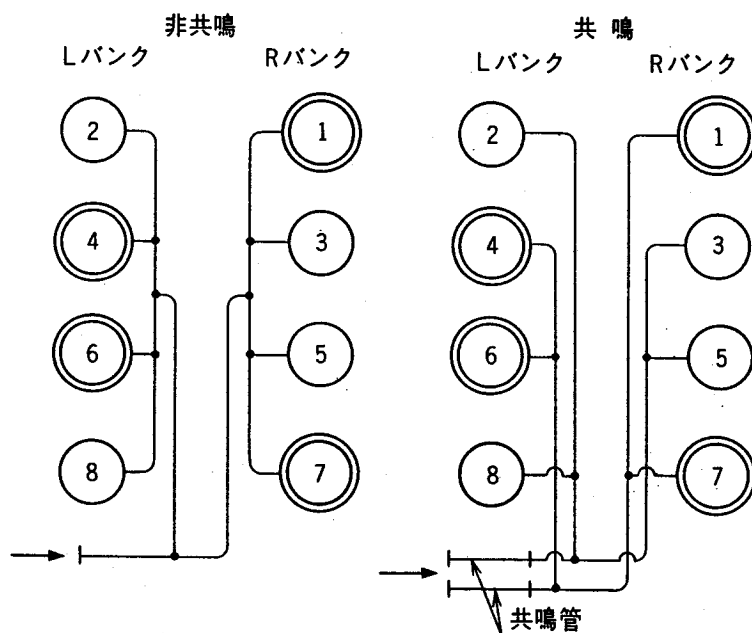


図 3.3.1 V-8 エンジン吸気システムの比較

吸入口から分岐された吸気管が各マニホルドの中央部に連結されている構造となっているが、共鳴形では両バンクをまたがって等間隔吸入シリンダを連結する二つのマニホルドを有する構造となっており、また、各マニホルドの入口部には特定のエンジン回転数にて気柱共鳴を起こさせるための共鳴管が設けてある。

図 3.3.2 に、非共鳴形の通常の V-8 エンジン吸気システムと比較して、今回開発した共鳴形の吸気システムの外形形状を示した。通常システムでは、バンク毎に共通のマニホルドをもち、それぞれ各マニホルドの中央部へ、吸入口から分岐された配管が結合されている。これに対して、共鳴吸気システムでは、吸入口から 2 本の共鳴管に分離された後、エンジン後方に配置された 2 階建て構造の 2 分割マニホルドに導かれ、そこからそれぞれ両バンクの等間隔吸入シリンダに分岐して結合される構造となっている。また、図には示していないが、各シリンダへの分岐部には、先に図 3.2.10 にて示したように、非定常流下での吸入圧力降下を低減するために、枝管の両方向に十分大きな R を設け、流路の上下流両方向からの流れを促進する形状として最適化が図られている。

非共鳴形に比べて共鳴形吸気システムの外形寸法は多少大きくなっているが、トラック用エンジンとして車載を前提とした場合のエンジンルーム内スペースに対して搭載可能な

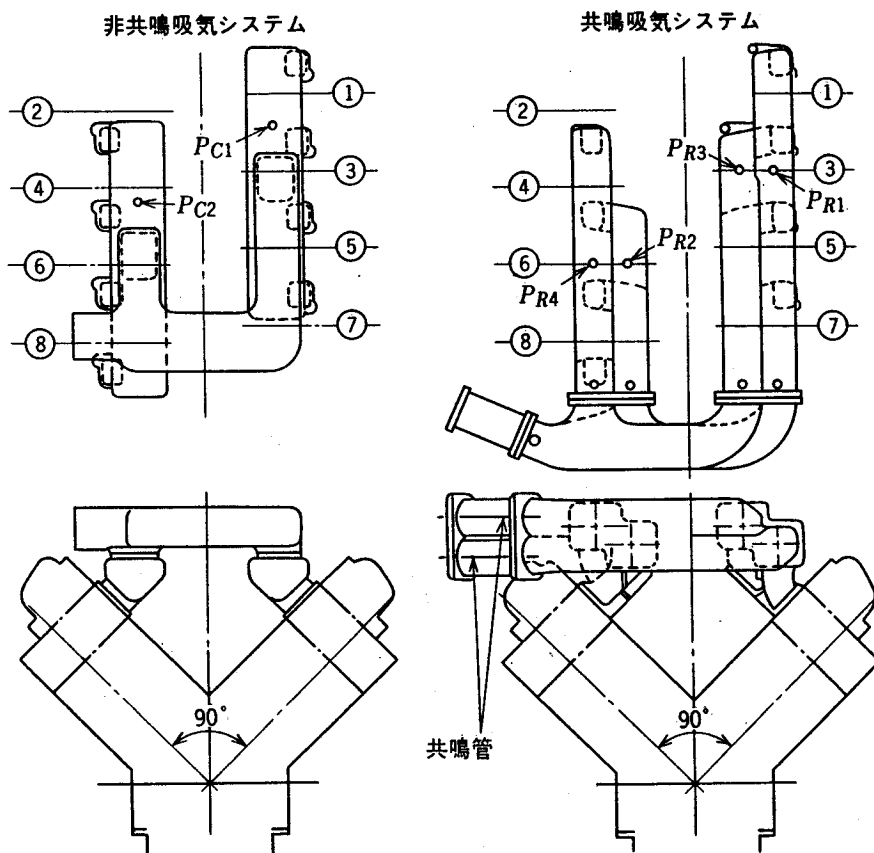


図 3.3.2 V-8 エンジン共鳴吸気システムの構造

寸法に収めてある。

図 3.3.2 中に、 $P_{C1} \sim P_{C2}$ および $P_{R1} \sim P_{R4}$ にてそれぞれ非共鳴および共鳴各吸気システムの性能試験時の非定常圧力変動の計測位置を示す。

3.3.3 試験および解析の結果

共鳴吸気システムを用いたエンジン性能試験を実施した。2本の共鳴管の長さ L を変化させることにより、共鳴回転数域を変化させ、エンジン回転数に対する体積効率の向上効果ならびにこれによる燃焼性能の改善効果を評価した。図 3.3.3 に非共鳴形吸気系での結果と比較して、共鳴システムの性能を示す。横軸はエンジン回転数 N_E 、縦軸には燃料消費率（燃費） b_e 、毎回の燃料噴射量 q_f 、排気の煙濃度 R およびエンジン吸入空気の体積効率を示している。毎回の燃料噴射量 q_f は、非共鳴および共鳴の各試験のいずれについても、

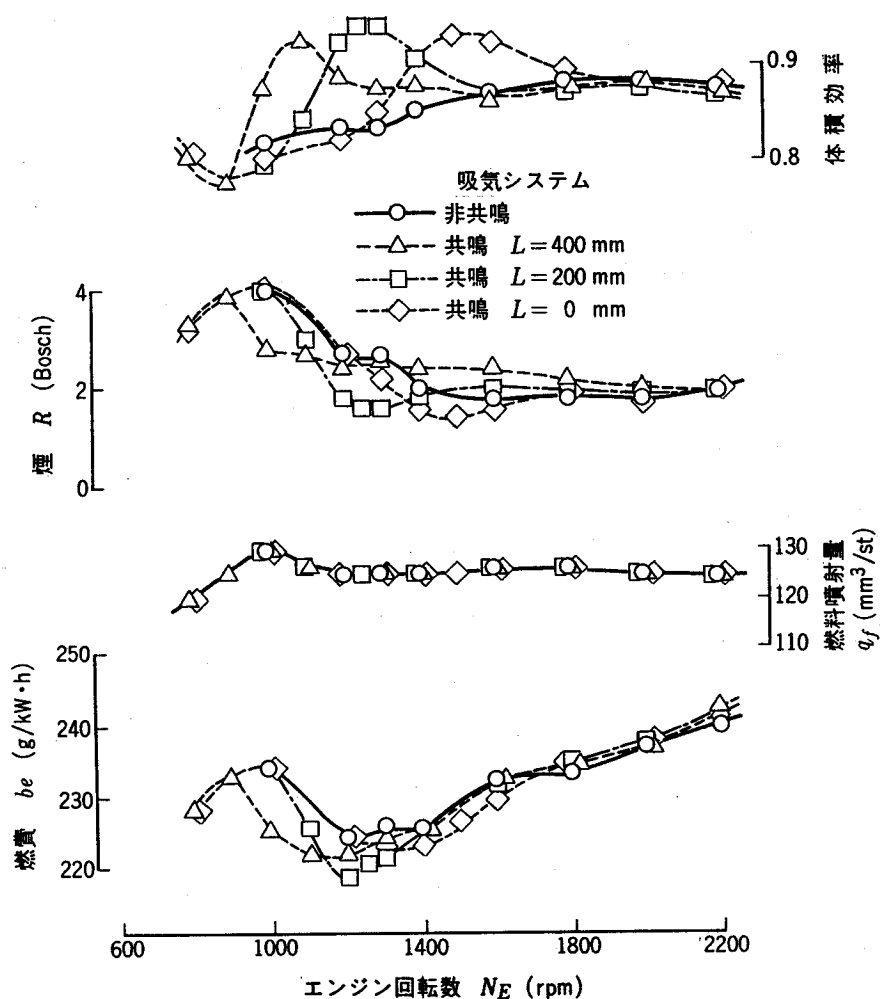


図 3.3.3 共鳴システム試験結果の比較

エンジン回転数に対して同一の設定としてある。非共鳴システム（○印）では低速域において体積効率の落ち込みが見られるが、共鳴システムでは、いずれの共鳴管長 L においても、高速域での体積効率の悪化を伴うことなく、低速域の体積効率を最大 13% と大幅に改善することができている。また各共鳴管長 L における体積効率の向上に対応して、燃焼改善がなされており、煙濃度 R の低減ならびに燃料消費率 b_e の低減が得られていることが分かる。

図 3.3.4 にエンジン回転数 1000 min^{-1} での共鳴管長 $L=400 \text{ mm}$ の共鳴システムの部分負荷性能を、非共鳴システムの場合（○印）と比較して示した。横軸には毎回の燃料噴射量 q_f 、縦軸には燃料消費率（燃費） b_e 、排気の煙濃度 R 、排気中の NO_x 濃度およびエンジン

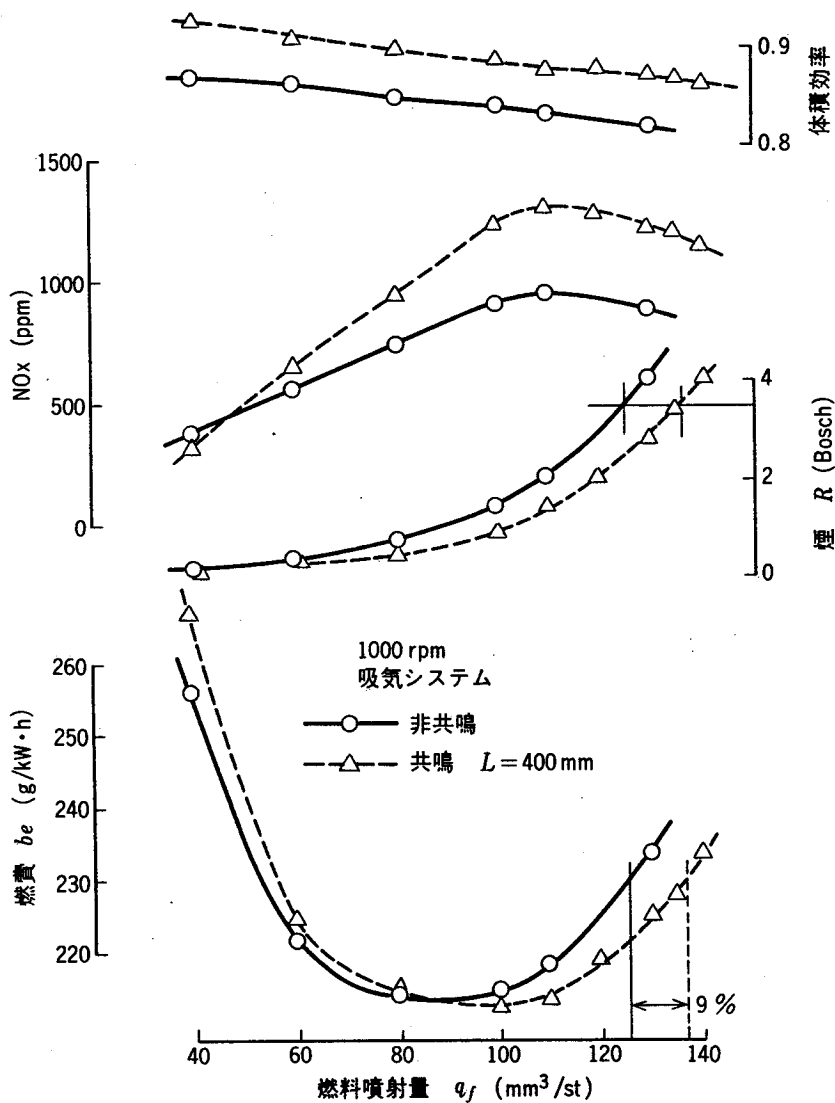


図 3.3.4 低速部分負荷性能の比較

吸入空気の体積効率を示す。共鳴システムでは、毎回の燃料噴射量 q_f によらず一様に体積効率が改善されており、また高負荷域にて煙濃度の低減および燃料消費率の改善が大きいことが分かる。一方、高負荷域において、燃焼改善による NO_x 濃度の上昇が生じている。これは吸気共鳴下での体積効率の向上と共に、筒内での吸気旋回流（スワール）も増強されていることによるものと考えられる。図より、煙濃度を同一とした場合、約9%のトルクの向上が得られることが分かる。しかし、吸気マニホールド内の共鳴圧力振動に伴うシリンダ内ポンプ損失の増加により、低負荷域の燃料消費率は逆に悪化している。これを避けるためには、本システムの実用化に際しては、2組の共鳴系を連結するキャンセル弁機構を設け、部分負荷域にて共鳴効果を消去するシステムとする等の対応策が考えられる。

図 3.3.5 に吸気マニホールド内吸気圧変動の計測結果を示す。横軸はエンジンのクランク

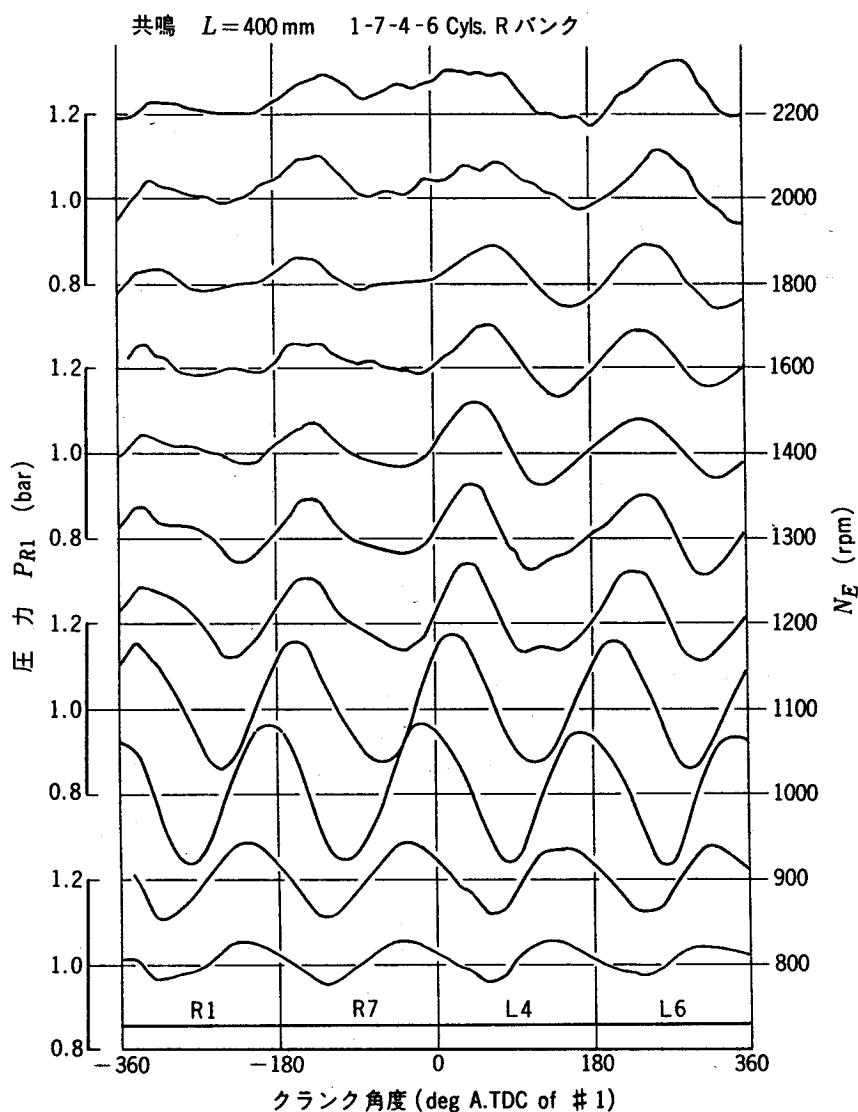


図 3.3.5 共鳴吸気系圧力変動計測結果

角度で、No. 1 シリンダの圧縮行程上死点を 0 deg としている。縦軸は、各エンジン回転数 N_E における吸気圧力変動で、図 3.3.2 の P_{R1} の場所で計測した結果を示している。共鳴管長は $L=400$ mm の場合の結果である。最大の共鳴はエンジン回転数 $N_E=1100$ min^{-1} にて生じており、また脈動の位相もピークの時期が各シリンダの吸気弁の閉止時期に近い下死点（縦線で示した 180deg 間隔のクランク角の時期）後約 30 deg クランク角付近にあるため、大きな体積効率改善効果が得られていることが分かる。またこのときの脈動波形は、各シリンダの吸入行程に対し完全に等価な形となっており、シリンダ間の体積効率のばらつきもほとんどないものと考えられる。しかし、高速域では、シリンダ間の連結間長に差があるために生じる圧力波の伝播遅れの位相差が無視できなくなり、等間隔吸入であるにもかかわらず脈動波形は不規則となっている。

図 3.3.6 に、先の第 3.2 節にて述べた二次元非定常流計算法による計算結果と実機計測結果の圧力変動波形を比較した。横軸は No. 1 シリンダの圧縮行程上死点を 0 deg としたエ

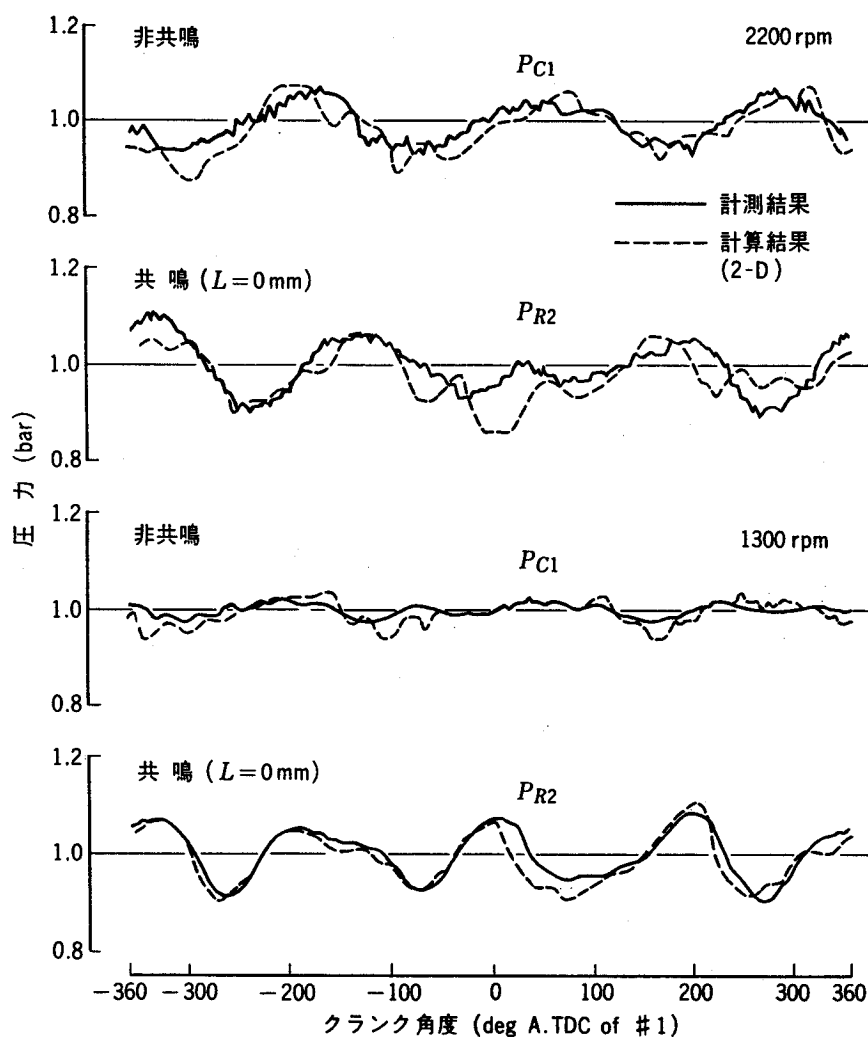


図 3.3.6 圧力変動の計測結果と計算結果の比較

エンジンのクランク角度で、縦軸は吸気圧力変動値を示している。共鳴システムにおける共鳴管長は $L=0$ mm の場合の結果である。非共鳴および共鳴システムに対し高速域 (2200 min^{-1}) および低速域 (1300 min^{-1}) での結果を比較して示した。いずれも計算結果 (破線) は計測結果 (実線) と良く一致していることが分かる。

3.3.4 まとめ

吸気系二次元非定常流計算法を用いて、V形8シリンダエンジンの体積効率向上を目的とした共鳴吸気システムの最適化を試みた結果、実機試験にて高速性能の悪化を伴うことなく低速域の体積効率を13%向上することができ、かつ車両用として搭載可能なコンパクトなシステムを開発することができた。

3.4 排気系の解析

3.4.1 まえがき

吸排気系解析の主題は、ガスダイナミックスの進歩とともに、体積効率の評価だけでなく音響特性の評価にまで広がってきている。このため、シミュレーション手法には脈動の高周波数成分を正しく記述するアルゴリズムが求められる。従来から広く活用されている特性曲線法をはじめとする一次元計算手法^{(8)~(11)}では分岐合流部、容積部などの形状効果が支配的な系では系内脈動に関して十分な精度が得られない場合がある。一方、系全体を多次元モデルで記述すれば、系内部の脈動流と大気開放後の音響特性を高精度で予測することが可能ではあるが、演算時間の長さがネックとなる。

そこで本研究では、妥当な計算時間で実用的な精度を実現するための一手法として、分岐合流部、容積部などの形状要因が流れを支配する領域を二次元で、また管要素に近い部分や流れのない容積部を一次元で計算する排気系の非定常流解析シミュレータを開発することとした。これを用いて、幾つかの排気系について計算を実施し、実験結果との比較により、モデルとアルゴリズムの妥当性を検証する。

3.4.2 解析法と解析結果

実用的な計算時間の範囲にて排気脈動の高周波数成分を正しく記述するシミュレーション手法を構築するために、ここでは一次元部および二次元部のそれぞれについて、各種計算アルゴリズムおよびスキームについて適用の可能性を評価することとする。

(1) 一次元部

表 3.4.1 に示す、各種の一次元圧縮性流体計算スキームについて計算精度および計算時間の観点から評価を行うこととする。

図 3.4.1(a) に、文献(14)から引用した衝撃波管の実験結果と、それに対応した各種計算法による計算結果を示している。計算法の影響を際立たせるために、空間刻みは意図的に

表 3.4.1 各種一次元計算法の評価

計算スキーム	衝撃波管			エンジン境界	
	圧力波	温度波	計算時間	圧力波	計算時間
FLIC (食違い格子)	○	○	1.8	○	0.75
FLIC (単純格子)	○~△	○~△	1.4	○	0.75
2step L-W	△~○	△~○	1.0	△~○	1.0
TVD	△	△	1.0	△~○	1.0
特性曲線法	△	×	0.8	△~○	0.9

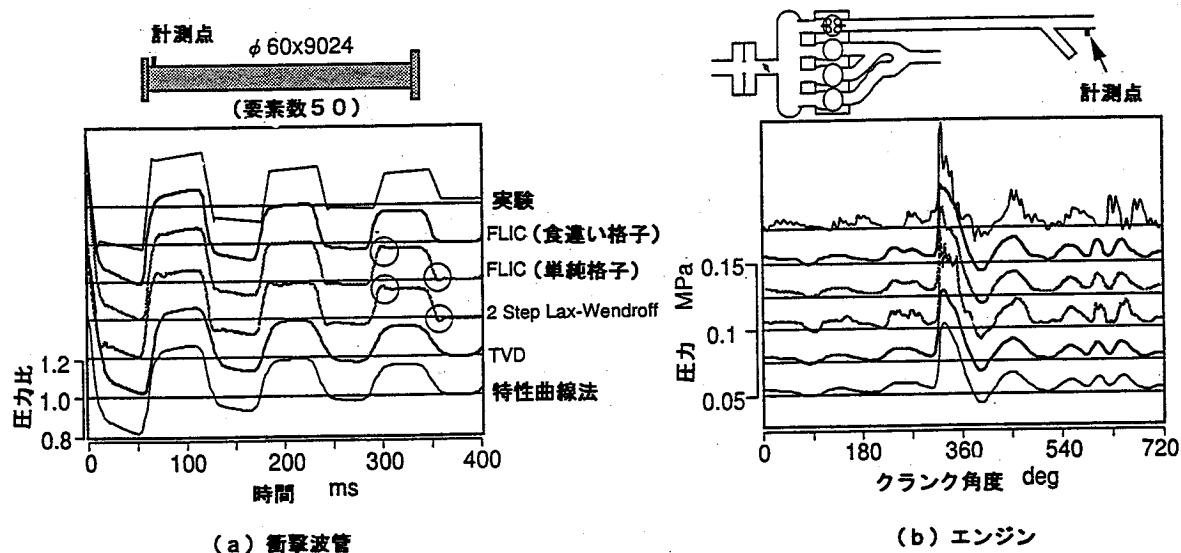


図 3.4.1 各種一次元計算法の計算結果の比較

粗くとり、安定して解が得られる最大の時間刻みで計算を行った。

従来から圧縮性流体の数値計算法として広く用いられている 2 Step L-W (Lax-Wendroff) 法は、2 次精度を持つが衝撃波前後に数値振動を起こしやすく、これを抑えるには適当な人工粘性項を導入する必要があるが、ここで行った計算ではこの項を除いている。また、TVD (Total Variation Diminishing) 法は通常 2 次の精度であるが、強い衝撃波に対して一時的に計算精度を 1 次に落とすようになっている。これら二つの差分法に対して、有限体積法である FLIC (Fluid in Cell) 法は積分型のスキームであるため衝撃波を含む流れに対しても安定であるが、クーラン数を差分法の約 1/8 程度にとる必要があることから、計算アルゴリズムが簡易であるにもかかわらず、計算時間は約 2 倍かかる。二つの FLIC 法のうち、圧力および密度を単位要素の中心に持ち、速度のみを隣接する要素の境界に持たせた食い違い格子 (Staggered Cell) の方が切り立った衝撃波面を捕らえており、かつ、計算振動を起こすこともないが、計算時間が長くなるという問題がある。

図 3.4.1(b)は4シリンダエンジンの一つのシリンダに、分岐を持つ直管を取り付けて、分岐部から後流側の圧力脈動を計測したものと、この境界条件を与えた計算結果を比較したものである。衝撃波管で見られるような急峻な圧力波の伝播がないエンジンの排気系の場合は、計算精度と計算時間の両面でFLIC法が有利となる。空間刻みをそろえた場合、FLIC方では時間刻みを差分法の半分程度に下げることがあるが、計算アルゴリズムが簡易であるため、計算時間を差分法の約3/4に短縮することができる。

これらの検討結果および、次に示す二次元計算とのつなぎの容易さから判断し、一次元部には食い違い格子のFLIC法を採用することとした。

(2) 二次元部

分岐・合流部、容積部などの多次元的な要素に対して、直交あるいは、円筒座標系の二次元計算法として食い違い格子の四角形要素、および、単純格子の三角形要素のFLIC法を採り入れることとした。後者は通常の四角形要素のFLIC法を、有限要素法によく用いられる三角形要素に展開したもので、変形FLIC法として提案され、これまでも圧縮性、非圧縮性流体の数値実験が数多くなされており⁽¹⁵⁾、任意の境界形状に対して容易に要素分割で

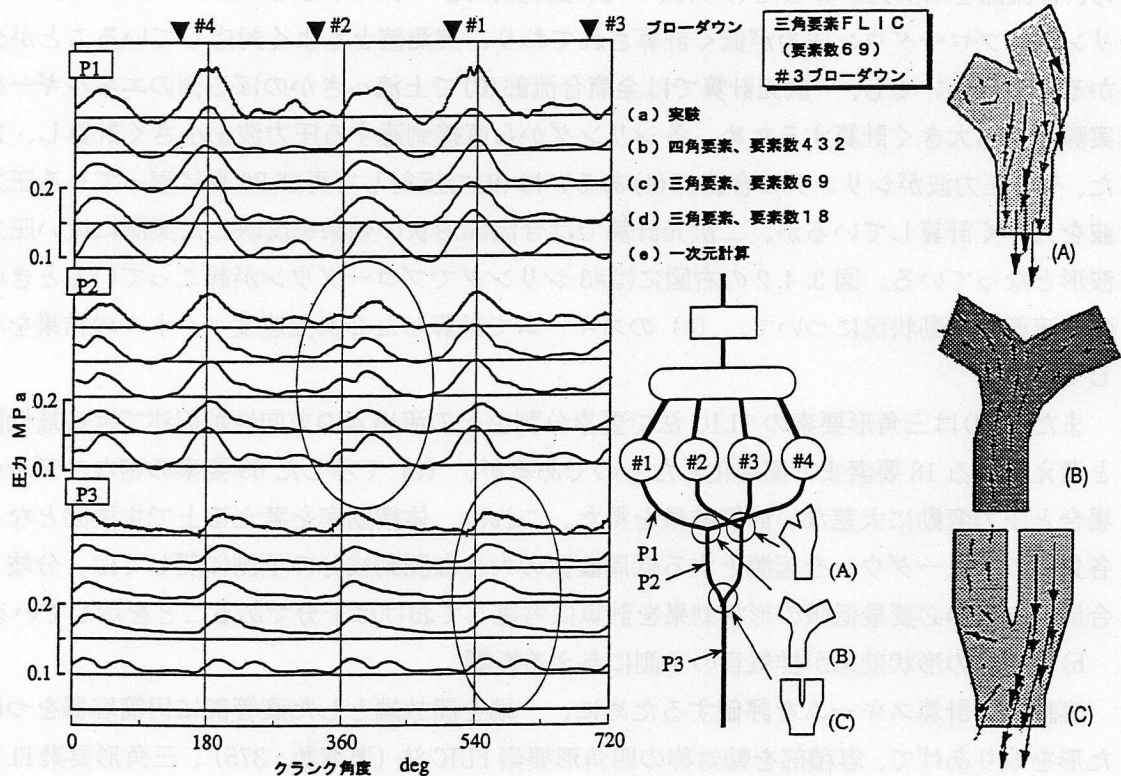


図 3.4.2 各種計算法による合流部計算結果の比較

きるという特徴がある。ここでは、合流部と容積部の二つの場合について、四角形要素および三角形要素の FLIC 法を比較することとした。

a) 合流部の形状効果

図 3.4.2 の中央に線図にて示す様な、4 気筒エンジンの排気管系を対象として、図中に○で囲った(A)～(C)の 3 箇所の合流部の形状効果を、実験および計算にて比較した。実験は、全筒の合流部(C)の後流に直管を取り付けて大気開放とし、図に P1～P3 で示す 3 箇所の圧力計測を行った。図 3.4.2 の左に実験および計算結果の各部排気圧力波形を比較して示した。横軸はクランク角度、縦軸は各部圧力変動を示し、図の上部の▼は各シリンダの排気弁開時期すなわちブローダウンの開始時期を示している。図中、(a)は実験結果であり、(b)は 3 箇所の合流部に四角形要素の FLIC 法 (3 箇所合計要素数 : 432) を適用したもの、(c) および(d)は三角形要素の FLIC 法 (同 69 および 18) を適用したものである。また、(e)は合流部で一つの管から分岐部に流入してきたエネルギーが流量に応じて他の二つの管に分配されると仮定した「エネルギー等分配モデル」を用いた一次元計算の結果である。#2 および#3 シリンダのブローダウン中の圧力波は、合流部(A)および(C)を経て計測点 P2 および P1 に伝えられるが、各合流部の形状は排気干渉を避けるための配慮として、合流角度を極力鋭角として、圧力波が上流へさかのぼりにくい排気管構成となっている。このため、合流部を二次元計算したものは、一次元計算に比べて P1 および P2 での#2 および#3 シリンダのブローダウン圧力が低く計算されており、実測値ともよく対応していることが分かる。P3 についても、一次元計算では全筒合流部(C)で上流へさかのぼる側のエネルギーを実際よりも大きく計算するため、各シリンダから直接到達する圧力波を小さく計算し、また、その圧力波がシリンダの合流部(A)あるいは(B)で反射して再び P3 点に戻ってくる圧力波を大きく計算しているが、二次元計算では合流部形状の効果を反映した実測に近い圧力波形となっている。図 3.4.2 の右図には#3 シリンダでブローダウンが起こっているときの各合流部の流動状況について、(c) のスキームで計算した 2 次元速度ベクトルの結果を示している。

また、(d)は三角形要素の FLIC 法で要素分割をその流出入の方向性が記述できる最低限と考えられる 18 要素まで簡略化したものであるが、(c) で示した 69 要素の密なモデルの場合と圧力変動に大差ない計算結果を得た。これは、体積効率を考える上で主要因となる各気筒のブローダウンを起源とする低周波数の大きな脈動成分の予測に関しては、分岐・合流部などの必要最低限の形状効果を計算に考慮しておけば十分であることを示している。

b) 容積部の形状効果が排気音の予測に与える影響

容積部の計算スキームを評価するために、一端を開放端とした直管部に円筒容器をつけた形を取りあげて、容積部を軸対称の四角形要素 FLIC 法 (要素数 : 375) 、三角形要素 FLIC 法 (同 398) および、容積内の流速を 0 と仮定した容積モデルを用いて計算し、得られた開放端の流速変動から、球形音響放射モデル⁽¹⁶⁾を用いて音圧を求めた結果を評価することとした。

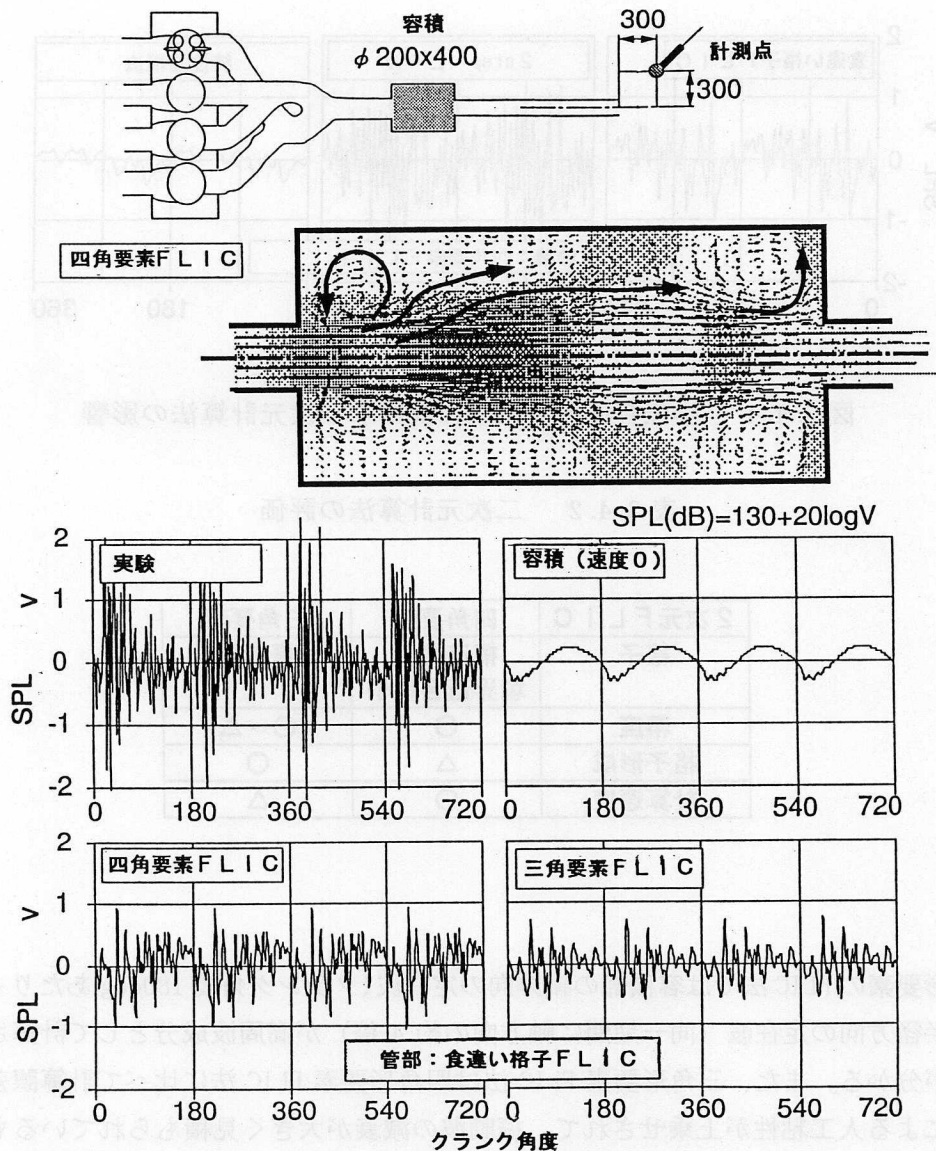


図 3.4.3 排気音圧計算結果の比較

計算結果を実測値と比較して図 3.4.3 に示す。図の上には対象とした排気系を示す。容積部は直径 200mm、長さ 400mm の中空円筒形である。音圧の計測点および計算結果の音響評価点はいずれも開放端から 300mm 下流でかつ管軸中心より 300mm 偏心した位置としている。下図には、実験結果および各計算スキームでの計算音圧を、横軸にクランク角度をとって示した。排気管直管部の一次元計算には、食い違い格子 FLIC 法を用いている。また、図の中段には、四角形要素 FLIC 法での容積部内の流動状況の計算結果を、速度ベクトルにて示している。

下図より、容積モデルの場合、音圧の変動はほとんど計算されないが、四角形要素およ

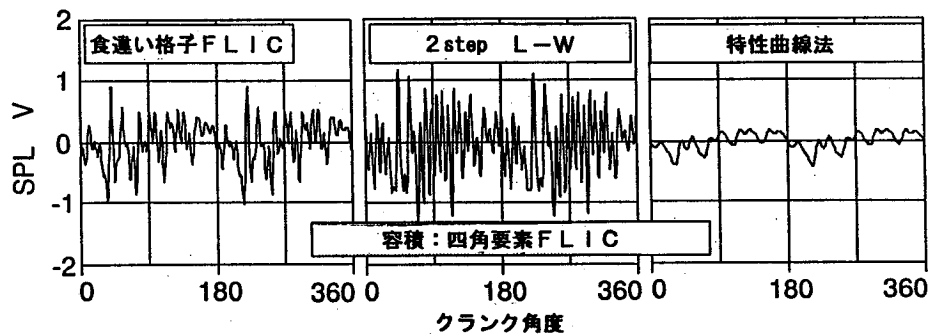


図 3.4.4 排気音圧計算結果に及ぼす一次元計算法の影響

表 3.4.2 二次元計算法の評価

2次元FLIC 格子	四角要素 構造格子 境界適合格子	三角要素 非構造格子
精度	○	○~△
格子形成	△	○
計算速度	○	△

び三角形要素のFLIC法では容積部の軸方向の定在波(クランク角度180degあたり4~5山)、および半径方向の定在波(同一期間に軸方向の約4倍)が高周波成分として計算されていることが分かる。また、三角形要素FLIC法は四角形要素FLIC法に比べて計算誤差が大きいことによる人工粘性が上乘せられて、振動波の減衰が大きく見積もられているものと考えられる。また、計算時間は、四角形要素FLIC法が約2倍速く、このような単純で要素数の多い形状には四角形要素FLIC法が適しているということを確認することができた。

図3.4.4は、容器内の計算に四角形要素FLIC法を用い、排気管内の一次元計算を食い違い格子FLIC法と比較して、2 Step Lax-Wendroff法および特性曲線法(定格子)を使った場合の音圧の予測値を、いずれも横軸をクランク角度として示す。2 Step Lax-Wendroff法で予測した音圧には、実測値より強い高周波成分が含まれている。これは、図3.4.1(a)に示したように2 Step Lax-Wendroff法の計算スキームが数値振動を起こしやすいためであると考えられる。また、特性曲線法の場合には、容器内の軸方向および半径方向の定在波のみしか予測音圧に含まれていない。これは図3.4.1(a)に示したように計算精度が低いことから、高周波の脈動まで捕らえきれないためであると考えられる。

以上に示したa)合流部、およびb)容積部についての二次元計算法の検討結果から、分岐・

合流部には少数の要素で分割した三角形要素 FLIC 法を、また、容積部には四角形要素 FLIC 法を適用することにより、高周波成分をも含めたエンジンの排気音予測が可能であることを明らかにできた。表 3.4.2 に三角形および四角形要素 FLIC 法の特徴をまとめて示してある。

3.4.3 まとめ

エンジンの排気音を予測する手法として、分岐合流部、容積部などが持つ多次元的な形状効果を考慮した非定常流解析手法について検討し、以下の結果を得た。

- 1) 管部を一次元食い違い格子の FLIC 法、分岐合流部と容積部を三角形要素および四角形要素の 2 種類の二次元 FLIC 法で計算することによって、実用上妥当な計算時間で系内部の脈動と排気音の予測が可能となった。
- 2) 分岐合流部においては、形状効果を考慮した最低限の要素分割でも精度良く計算することが可能である。
- 3) 容積部の計算に軸対称二次元 FLIC 法を適用することで、排気音の予測精度を向上できる。

3.5 むすび

エンジンの吸気系シミュレーションの機能および精度向上を目的とし、かつ設計検討手法としても実用的な解析手法として、二次元形状を考慮した非定常流計算手法を開発した。変形 FLIC (Fluid in Cell) 法を用いた二次元非定常流解析を分岐・合流部など形状の影響の大きい部分に適用し、他の部分は一次元として取り扱っているため、計算時間も短く実用的な吸気系解析評価手法を開発することができた。

また、本解析手法の応用として、二次元非定常流計算法によるシステム形状諸元の最適化検討をベースに、V 形 8 シリンダエンジンの共鳴吸気システムの開発・試験を実施した。吸気系二次元非定常流計算法を用いて、体積効率向上を目的とした共鳴吸気システムの最適化を試みた結果、実機試験にて高速性能の悪化を伴うことなく低速域の体積効率を 13% 向上することができ、かつ車両用として搭載可能なコンパクトなシステムを開発することができた。

エンジンの排気系についても、管路部を一次元で取り扱い、分岐合流部および容積部を二次元で計算する実用的な解析手法で、かつ、その音響特性をも評価可能な高周波数レベルまでシミュレートすることができる排気系非定常流計算シミュレータの開発を目指して取り組んだ。その結果、エンジンの排気音を予測する手法として、分岐合流部、容積部などが持つ多次元的な形状効果を考慮した非定常流解析手法として、管部を一次元食い違い格子の FLIC 法、分岐合流部と容積部を三角形要素および四角形要素の 2 種類の二次元 FLIC 法で計算することによって、実用上妥当な計算時間で系内部の脈動と排気音の予測が可能であることを示せた。

参考文献

- (1) Cser, G., *Proc.IMech.E., Turbocharging and Turbochargers, Paper C64/78* (1978).
- (2) Watson, N., *Proc.IMech.E., Paper C40/82* (1982).
- (3) Brand, M. C., *SEA Paper 790069* (1979).
- (4) Knecht, W. and Signer, M., *SAE Paper 810342* (1981).
- (5) Benson, R. S., ほか2名, *Int.J.Mech.Sci.*, Vol. 6 (1964), 117.
- (6) Low, S. C., ほか2名, *SAE Paper 790277* (1979).
- (7) Chapman, M., *SAE Paper 790244* (1979).
- (8) Benson, R. S. and Wild, A., *Proc.IMech.E.*, Vol. 180-Pt. 37 (1965-66).
- (9) Benson, R. S., *Proc.IMech.E.*, Vol. 182-Pt. 3L (1967-68).
- (10) Benson, R. S. and Galloway, K., *Proc.IMech.E.*, Vol. 183-Pt. 1-No. 14 (1968-69).
- (11) Benson, R. S., *SAE Paper 710173* (1971).
- (12) Adachi, T., ほか2名, *Bulletin of the JSME*, 20-148 (1977).
- (13) Izumi, S., ほか3名, *ASME, 68-DGP-9* (1968).
- (14) 織田・ほか2名, 自動車技術会学術講演会(91年秋期), No. 148 (1991).
- (15) 足立・ほか2名, 日本機械学会論文集, 43-366 (1977).
- (16) 西脇・嶋本, 日本機械学会論文集, 45-398 (1979).

第4章 排気ターボ過給システムの高度化

4.1 まえがき

ディーゼルエンジンは、その高い熱効率を特徴として、発電用を中心とした産業用、更に舶用、トラック用、乗用車用等広範囲の用途に適用されているが、近年の石油燃料の供給見通しから、これまでの高出力化の課題に加えてより一層の高効率化が技術課題となって来ている。このための取り組みとして、第2章にても述べた様に、これまでに燃料噴射・燃焼技術の向上による燃焼効率の改善、筒内最高圧力の上昇によるサイクル効率の改善、機械効率の向上、排気ターボ過給機効率の向上など数多くの技術的追求がなされ、またその成果が燃費率低減に生かされて来ている。しかし、ディーゼルエンジンの更に大幅な低燃費率化を図るためには、現状にて燃料供給量の約 1/3 もの割合を占める排気損失エネルギーを有効に利用することが必須であると考えられる。

エンジンの排気エネルギーの利用技術の一つとして、排気ターボ過給は古くから研究・開発が行われ、その本来の目的である、過給による高出力化、高平均有効圧化技術として広く各種エンジンに適用、実用化が図られて来ている。さらに今日では、排気ターボ過給技術の向上ならびに排気ターボ過給機自体の効率向上により、単に高出力化のみでなく、それに伴う機械効率の向上や、給排気過程のポンプ出力としての排気エネルギー回収、さらには第2章にて述べた様な2サイクルディーゼルにおける各種サイクル改善手法として活用され、エンジンの熱効率向上に寄与しているという状況にある。すなわち、排気ターボ過給機単体の高性能化の研究、排気ターボ過給システムの最適化のためのシミュレーション手法の研究、動圧過給や静圧過給等の各種過給方式の研究、排気ターボ過給の短所である低速域のトルク特性や過渡応答性の不足に対する改善研究等が取り組まれて来っており、これらの取り組みの成果として、今日の排気ターボ過給技術によるエンジン高性能化がなされてきた。

これら排気ターボ過給技術の延長として、排気のエネルギーをより積極的にエンジンの高性能化に生かすことを狙いとした各種排気エネルギーの有効利用技術⁽¹⁾が検討されているが、中でも、排気ターボコンパウンドエンジンは古くから研究開発取り組みがなされ、一部実用機も開発された。このシステムは、排気エネルギーによりタービンを駆動し、この動力を動力伝達系を介してエンジン出力軸に回収出力として加えることにより、エンジンの熱効率向上を図るものである。また近年に於いては、エンジンの断熱化、無冷却化の取り組みにおいて、増大した排気熱エネルギーを回収する手段としても注目を集めている⁽²⁾⁽³⁾。しかし、ターボコンパウンドサイクルのサイクル論およびそのエネルギー回収特性については、これまでに十分に論じられた報告はなく、単に回収タービンを付したことによりエネルギー回収されるという見方しかされてはいない。

一方、排気ターボ過給における研究開発課題として、先に述べたようにその短所である低速域のトルク特性の向上や動特性の改善に関する研究が行われて来ており、前者の低速トルクの改善には、排気ターボ過給機タービンノズルの可変等により実用化もなされてきている。しかし、後者の排気ターボ過給エンジンの応答性については、主としてシミュレーションによる特性把握や^{(4)~(12)}、応答性改善策の試み^{(13), (14)}を中心とした取り組みがなされて来てはいるものの、近年とりわけ排気ターボ過給化の動向の著しい車両用排気ターボ過給ディーゼルエンジンに関して、その実機の過渡時の特性や課題を定量的に示すデータはほとんど得られていない状況にある。

そこで本章では、この排気ターボ過給技術のより一層の高度化によるエンジンの高性能化を目指し、1)エンジンのさらなる高効率化を図るための排気エネルギーのより積極的な有効利用技術の構築、ならびに、2)特に中高速エンジンにおいて、排気ターボ過給化時の欠点の一つとしてその拡大の妨げとなっている排気ターボ過給エンジンの動特性の解明ならびにその改善、について取り組むこととする。

すなわち、前者に対しては各種排気エネルギーの有効利用法⁽¹⁾の中から、付加する機構の部品点数が少なく、かつ最も実用化に近いシステムとしてディーゼルサイクルとプレートンサイクルの複合サイクルであるターボコンパウンドサイクルエンジンを取り上げ、排気エネルギー回収についての諸特性を明らかにした上で、高過給高速ディーゼルエンジンを対象として排気ターボコンパウンド実験機関を開発し、エンジンの大幅な低燃費率化の実現を目指すこととする。

一方、後者の排気ターボ過給エンジンの過渡応答性に関しては、近年排気ターボ過給化による小型高出力化、低燃費率化および無公害化への技術開発の動向が目覚ましい、バス・トラックなどの車両用ディーゼルエンジンを対象に取り組むこととする。車両用排気ターボ過給エンジンは、これまで無過給エンジンに比べて過渡応答性、特に実車搭載時の加速性が悪く、ドライバーにとって操縦性が劣るとされ、このことが車両用エンジンの過給化を促進する上での大きな障害となってきた。本研究では、車両用排気ターボ過給エンジンの過渡特性の解明ならびにその改善を目指し、車両用排気ターボ過給エンジンの特に発進加速時の応答性に着目した過渡特性試験を実施し、その特性を定量的に明らかにすると共に、今後の改善策について考察を行う。

4.2 排気ターボコンパウンドによる性能向上

4.2.1 まえがき

ディーゼルエンジンの高出力化とより一層の高効率化を図るために、現状にて供給燃料熱量の約 1/3 もの割合を占める排気エネルギーを有効利用することを目指して、各種排気エネルギーの有効利用法⁽¹⁾の中から、付加する機構の部品点数が少なくかつ最も実用化に近いものとしてディーゼルサイクルとプレートンサイクルの複合サイクルであるターボコ

ンパウンドサイクルエンジンの開発に取り組むこととする。

排気ターボコンパウンドエンジンのシステムには各種のものが考えられるが、図 4.2.1 にその代表的な構成を示す。エンジンからの排気は、エンジンへの吸気を圧縮するための排気ターボ過給機(Turbocharger)でそのエネルギーの一部が利用された後、さらに回収タービン(Recovery Turbine)へ導かれ、ここで生じた回転力を減速ギア(Reduction Gear System)を介してエンジンの出力軸にもどすことにより排気熱エネルギーの有効利用を図るシステムである。

排気ターボコンパウンドエンジンは古くから研究開発取り組みがなされ、一部実用機も開発された。また近年に於いては、エンジンの断熱化、無冷却化の取り組みにおいて、増大した排気熱エネルギーを回収する手段としても注目を集めている^{(2),(3)}。しかし、排気ターボコンパウンドサイクルのサイクル論およびそのエネルギー回収特性については、これまでに十分に論じられた報告はなく、単に回収タービンを付したことによりエネルギー回収されるという見方しかされてはいない。一方、近年の排気ターボ過給技術の向上ならびにタービン・コンプレッサーの単体効率の向上に伴って、排気ターボコンパウンドエンジンは必ずしもエンジンの断熱化を前提とはしなくても十分高い低燃費率化のポテンシャルを有するものとなってきており、実用性の高い低燃費率エンジン開発の有力な手段であると考えられる。

そこで本研究では、排気ターボコンパウンドサイクルの基本特性ならびに排気エネルギー回収特性について、理想的なディーゼルサイクルを仮定したサイクル論的考察およびエンジン性能シミュレータを用いた計算検討により明らかにし、これらの特性を十分発揮させることによるエネルギー回収率の向上の方向付けを得た上で、さらに高過給高速ディー

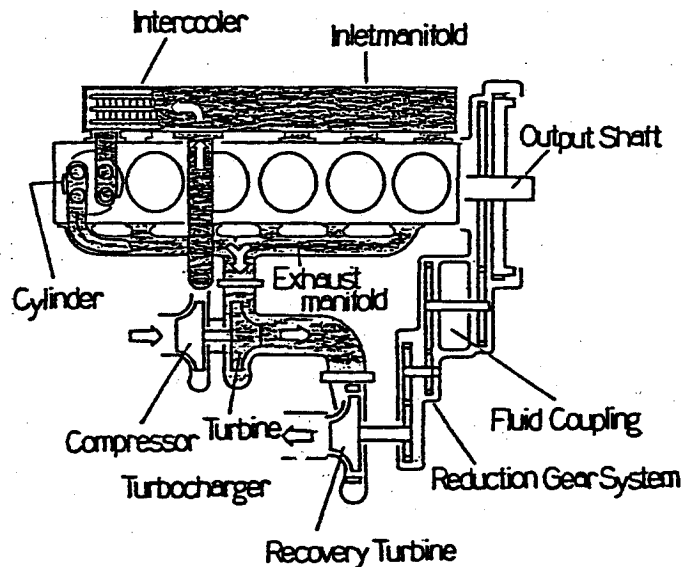


図 4.2.1 排気ターボコンパウンドエンジンの構成

ゼルエンジンを対象として、これらの技術を適用した排気ターボコンパウンド実験機関を開発して、エンジンの大幅な低燃費率化の実現を目指すこととする。

記号

添字

b_e : 正味燃料消費率	B : ブレートンサイクル
c_p : 定圧比熱	C : コンプレッサー
G : 無次元ガス質量	D : ディーゼルサイクル
H_u : 無次元発熱量	$D+B$: 複合サイクル
I : 無次元エンタルピー	e : 正味
L : 無次元仕事量	e_1 : 高圧タービン入口排気
L_0 : 理論混合比	e_2 : 低圧タービン入口排気
P : 圧力、無次元圧力	f : 摩擦仕事
ΔP_{C-T} : 無次元給排気差圧	i : 図示
Q : 無次元熱量	m : 機械
S : 無次元エントロピー	P : ポンプサイクル
T : 温度、無次元温度	s : 給気
V : 無次元容積	T : タービン
V_H : 行程容積	T/C : 排気ターボ過給
λ : 空気過剰率	TCP : 排気ターボコンパウンド
ε : 圧縮比 $=V_1/V_2$	0 : 大気状態
κ : 比熱比	
π : 圧力比	
η : 効率	
σ : 等圧度 $=V_3/V_2$	

4.2.2 コンパウンドサイクルの基本特性

ターボコンパウンドサイクルの基本特性を明らかにするために、図 4.2.2 に示すような理想的なディーゼルおよびブレートンサイクルを仮定したサイクル計算検討を行った。

(1) 基本サイクルのモデル化

ターボコンパウンドサイクルは図 4.2.2 の P-V 図および T-S 図において、1-2-3-4-1 で示されるディーゼルサイクルと 0-1-5-6-0 で示されるブレートンサイクルよりなり、両者に破線で示すディーゼルの給排気ポンプサイクル 1-7'-8'-9-1 が互いに向きを逆にして付加されたサイクルとなる。ディーゼルはブレートンから高圧給気 1 を受け取り、燃料の燃焼によって 2→3 で Q_1 の熱量を与えられたのち 4→1 で Q_2 の熱量を排気を介してブレートンに与える。さらにポンプサイクルの仕事 L_p はディーゼルから差し引かれ、そのままブレート

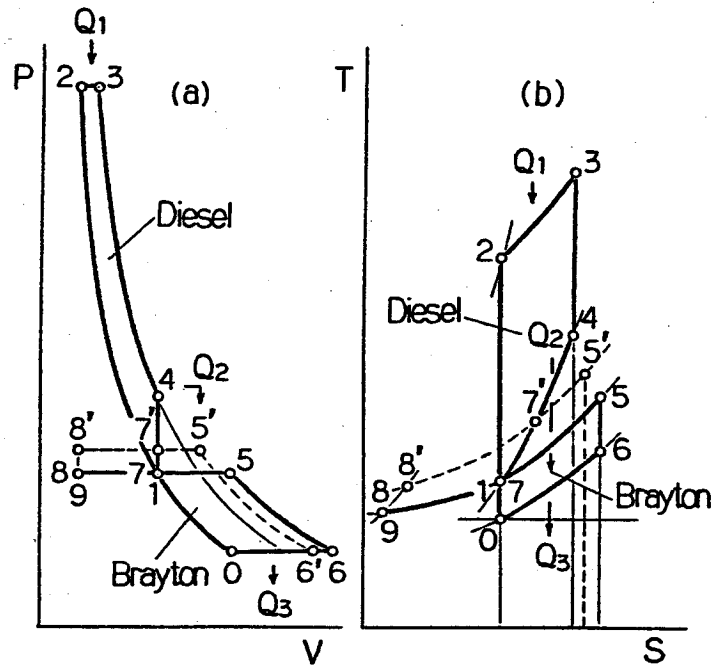


図 4.2.2 ターボコンパウンドサイクルのP-VおよびT-S図

ンに与えられる。プレートンでは受け取った Q_2 および L_P のうち $6 \rightarrow 0$ で Q_3 の熱量を排気として系外に放出し L_{iB} の仕事を出力する。ここで、給排気過程のポンプサイクル仕事 L_P はディーゼルサイクルの膨張終わり点4からのブローダウン過程 $4 \rightarrow 7$ を $4 \rightarrow 1 \rightarrow 7$ と熱量置換させたものとして、 $1 \rightarrow 7 \rightarrow 8' \rightarrow 9 \rightarrow 1$ で示される仕事量となり、この場合仕事量は負であるので、エンジンにとってはポンプ損失となる。図 4.2.2 に示した $1 \rightarrow 7 \rightarrow 8 \rightarrow 9 \rightarrow 1$ は、給排気圧力が等しいとした場合で、この場合はポンプ仕事は 0 となる。また、破線は給気圧より排気圧が高い場合を示したが、これとは逆に、タービン絞り面積を広げて排気圧を下げてゆくと点 7 および点 8' は点 1 および点 9 よりも圧力が下がり、正のポンプ仕事としてエンジン出力に加えられることになる。

ディーゼル及びプレートンサイクルの効率は、

$$\eta_{iD} = 1 - (L_P + Q_2) / Q_1 \quad (4.2.1)$$

$$\eta_{iB} = 1 - Q_3 / (L_P + Q_2) = L_{iB} / (L_P + Q_2) \quad (4.2.2)$$

となり、サイクル全体の効率は次式となる。

$$\eta_{iD+B} = 1 - Q_3 / Q_1 = 1 - (L_P + Q_2 - L_{iB}) / Q_1 \quad (4.2.3)$$

本章におけるサイクル基本特性の検討には、サイクルの特性をより明確にすることを目的として、以下の仮定を設ける。

- a) 作動ガスの比熱比 κ は一定とする。
- b) Q_1 は与えられた空気過剰率 λ に従って単位給気量当たり一定の熱量が等圧で加えられるものとし、このときの燃料質量による作動ガス質量変化は無視する。
- c) 給排気行程でのガス交換はすべて熱量置換として取り扱い、給排気の圧力変動はないものとする。
- d) 給気冷却はここでは考えない。

また、本計算では作動ガスの状態量は基準値（大気状態 0）で無次元化し、圧力 P/P_0 を P 、温度 T/T_0 を T 、また容積はエンジンの行程容積 V_H で無次元化し V/V_H を V で表示する。ガスの状態式およびエネルギー式より、仕事量 L 、熱量 Q およびエンタルピ $I (=c_pGT)$ は P_0V_H で無次元化した値となる。

以上の仮定および取り扱いにより、ディーゼルサイクルの出力およびエネルギー授受は次式のように表せる。

$$L_{iD} = Q_1 - (Q_2 + L_P) \quad (4.2.4)$$

$$L_P = P_5 - P_1 \quad (4.2.5)$$

$$Q_1 = \frac{\varepsilon}{\varepsilon - 1} \frac{P_1}{T_1} \frac{H_u}{\lambda L_0} \quad (4.2.6)$$

$$Q_2 = \frac{\sigma^\kappa - 1}{\varepsilon^{\kappa-1} \kappa (\sigma - 1)} Q_1 \quad (4.2.7)$$

$$\sigma = 1 + \frac{\kappa - 1}{\kappa} \frac{1}{\varepsilon^{\kappa-1}} \frac{H_u}{T_1 \lambda L_0} \quad (4.2.8)$$

また、ブレートンサイクルの出力は次式で表せる。

$$L_{iB} = L_T - L_C \quad (4.2.9)$$

$$L_T = I_5 - I_6 = \eta_T I_5 \left(1 - \pi_T^{-(\kappa-1)/\kappa} \right) \quad (4.2.10)$$

$$L_C = I_1 - I_0 = I_0 \left(\pi_C^{(\kappa-1)/\kappa} - 1 \right) / \eta_C \quad (4.2.11)$$

$$I_5 = I_1 + (L_P + Q_2) \quad (4.2.12)$$

式 (4.2.9) ~ 式 (4.2.12) を用いて式 (4.2.2) の η_{iB} を表すと、

$$\eta_{IB} = \eta_T \left(1 - \pi_T^{-(\kappa-1)/\kappa} \right) - \frac{I_0}{Q_2 + L_P} \cdot \left[\left\{ 1 + \frac{1}{\eta_C} \left(\pi_C^{(\kappa-1)/\kappa} - 1 \right) \right\} \left\{ 1 - \eta_T \left(1 - \pi_T^{-(\kappa-1)/\kappa} \right) \right\} - 1 \right] \quad (4.2.13)$$

となる。以上のターボコンパウンドサイクルモデルを用いたサイクル基本特性の検討を以下に実施する。

(2) 高出力化時の基本特性

ディーゼルエンジンの機械的負荷の代表値であるサイクル最高圧力 P_{max} ($=P_3$) を一定としたままで P_1 を上昇、すなわち高過給化した場合について考える。 P_1 の上昇によりディーゼルサイクルは高密度サイクルを描き、給気密度の上昇すなわち給気量の増大に伴って、仮定 b) より燃料量の増大すなわち Q_1 が増大して高出力化されるが、同時にブレイトンサイ

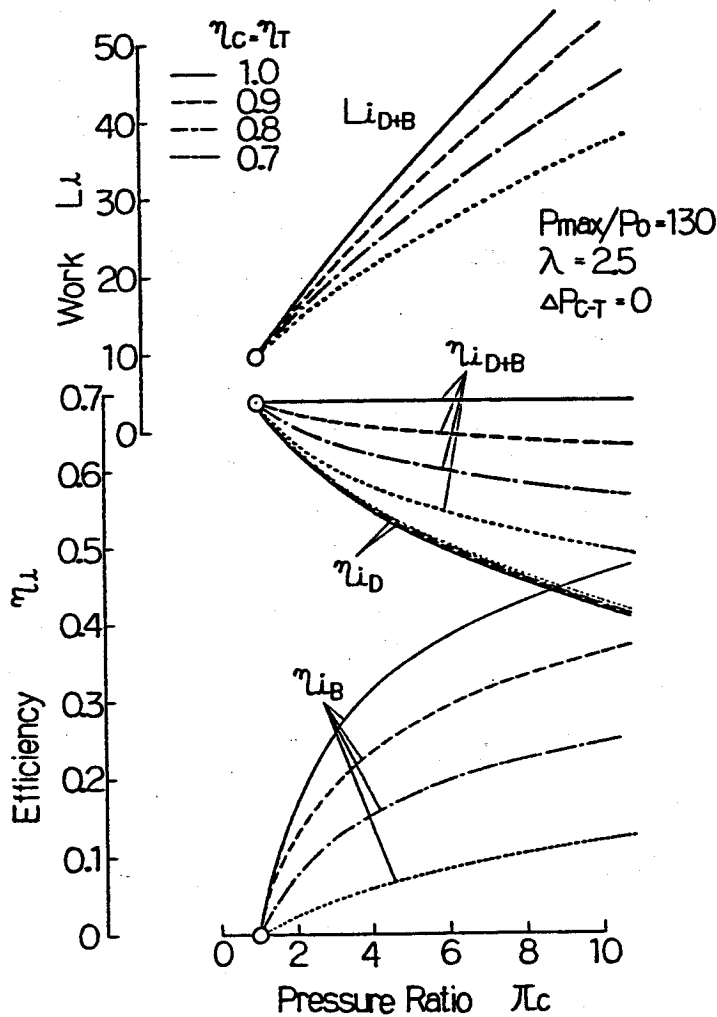


図 4.2.3 ターボコンパウンドサイクルの基本特性

クルの圧力比 π_C および π_T が上昇するため、全出力の内のブレートンサイクル出力 L_{iB} の占める割合も増す。

いま例えば、給排気圧力差 $\Delta P_{C-T} (=P_1 - P_5)$ をゼロとし、かつ $\eta_T = \eta_C = 1$ の理想状態を考えると式 (4.2.13) は、 $\eta_{iB} = 1 - \pi_T^{-(\kappa-1)/\kappa}$ となる。 $L_P = 0$ であるから式 (4.2.2) および式 (4.2.7) と $\varepsilon^\kappa = P_{max}/P_1$ を用いて式 (4.2.3) を表すと、次式となる。

$$\eta_{iD+B} = 1 - \left(\frac{P_0}{P_{max}} \right)^{(\kappa-1)/\kappa} \cdot \frac{\sigma^\kappa - 1}{\kappa(\sigma - 1)} \quad (4.2.14)$$

式 (4.2.8) より σ は $T_2 (=T_1 \varepsilon^{(\kappa-1)})$ と λ のみで決まる値であるから式 (4.2.14) は筒内最高圧力 P_{max} と空気過剰率 λ を一定とすれば P_1 によらず一定となることが分かる。

図 4.2.3 にコンプレッサーおよびタービンの効率 η_C および η_T を変化させた場合の過給圧力比 π_C に対する出力 L_{iD+B} および、各サイクルの熱効率 η_{iD} 、 η_{iB} および η_{iD+B} の変化を示す。筒内最高圧力 P_{max} および空気過剰率 λ は一定で、 $\Delta P_{C-T} = 0$ としている。各線の種類は η_C および η_T を変化させた場合の計算結果である。実線の $\eta_C = \eta_T = 1$ の場合、 π_C の上昇と共に η_{iD} は低下するが、 η_{iB} が向上することにより η_{iD+B} が一定のまま L_{iD+B} の増大が得られる。すなわちターボコンパウンドサイクルは P_{max} 一定で高過給高出力化してもサイクル効率の低下を伴わないという基本特性を持つことが分かる。

現実のサイクルでは、 η_C および η_T は 1 以下の値で、図 4.2.3 に示すように高出力化と共に η_{iD+B} はいくぶん低下するが、 P_{max} を一定としているため機械負荷の増大を伴うことなく高出力化されるのでエンジンの機械効率の向上による正味熱効率の向上が期待できる。図 4.2.4 にコンプレッサーおよびタービン効率の現実的な値として $\eta_C = \eta_T = 0.8$ とし、摩擦損失仕事 L_f を一定とした場合の正味熱効率 η_{eD+B} を、全体サイクル(D+B)、ディーゼルサイクル(D)およびブレートンサイクル(B)の各サイクルの正味出力 L_e 、図示熱効率 η_i および機械効率 η_m と共に示す。他の条件は図 4.2.3 と同一である。横軸の π_C の上昇とともにディーゼルの機械効率 η_{mD} が上昇し、 η_{eD+B} は $\pi_C \approx 3$ で最高値となるが、さらに高出力化した場合でもその低下量は小さいことが分かる。

(3) 高排気圧化によるブローダウンロスの低減

図 4.2.2 に示した計算モデルでは排気の圧力変動のない静圧過給を前提としているため、ディーゼルサイクルの排気ブローダウン行程 4→7 において、筒内と排気の圧力差によって生じるブローダウン速度エネルギーはすべて熱に変換されて無効化され、低圧 P_5 の熱エネルギーとなる。

従来の排気ターボ過給エンジンでは、過給機の効率向上や高排気温度化などでタービン出力が増大すると、給気圧を上昇させて高出力化するとともに、給気圧に対して排気圧を低下させ給排気行程ポンプ損失 L_P の低減により低燃費率化が図られてきているが、これは基本的には上述のブローダウンロスの増大を伴い、排気エネルギー回収効率（排気エネルギーから回収した出力の、排気的全熱エネルギーに対する割合）を低下させていることに

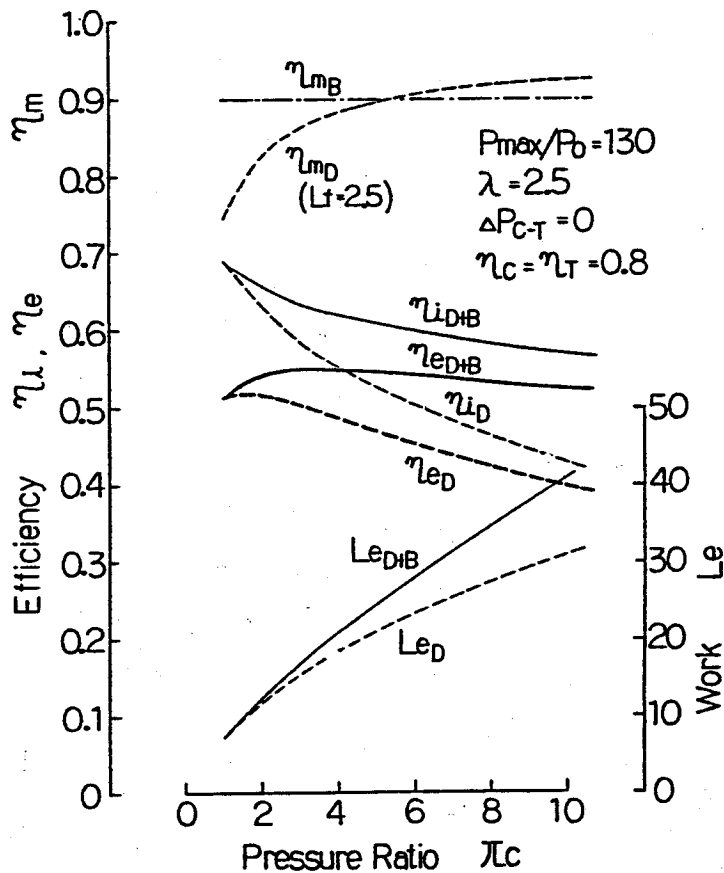


図 4.2.4 高出力化時の正味熱効率の変化

なっている。すなわち、ブローダウン損失は、筒内の高圧排気が排気弁での絞り部を通して低圧の排気圧まで膨張する際に、速度エネルギーが熱となって無効化されることによるものであり、排気圧が低下すればするほどブローダウン損失が増大する事になる。これに対してターボコンパウンドサイクルでは、給気圧 P_1 に対して排気圧 P_5 を高めることが出来るのでそれだけブローダウンロスが低減され、式 (4.2.13) にて示されるように π_T が高くなるほど η_{IB} は向上される。またこのときディーゼルの L_P は増大する事になるが、これはそのまま全量をプレートンサイクルにて回収することが出来る。

図 4.2.5 に π_c 一定 ($=3.0$) にて π_T を変化させた場合の、ディーゼル D、プレートン B およびターボコンパウンド D+B の各図示効率 η_i を、給排気差圧 ΔP_{C-T} ($=P_1 - P_5 = L_P$) を横軸にして示した。筒内最高圧力 P_{max} および空気過剰率 λ はこれまでと同様一定としている。各線の種類は η_c および η_T を変化させた場合の計算結果である。図 4.2.5 中 $\eta_{IB} = 0$ の点が排気ターボ過給システムのみの場合 (T/C) であるが、ターボコンパウンド (TCP) では高排気圧化して ΔP_{C-T} を減少させることにより η_{IB} が向上し、ポンプ損失 $-L_P$ の増大による η_{ID} の低下にもかかわらず η_{ID+B} は向上されていることが分かる。しかし η_c および η_T が低い場合 (点線) には、ポンプ損失 $-L_P$ を増しすぎると再び η_{ID+B} は低下して最適な ΔP_{C-T} が存在

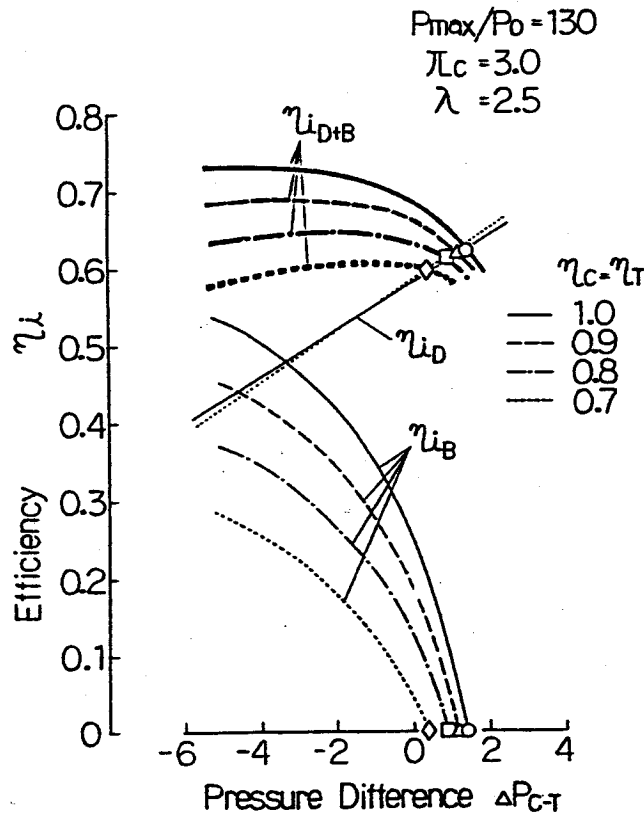


図 4.2.5 排気圧上昇による排気エネルギー回収率の向上

することが分かる。

現実のエンジンでは動圧過給の場合等排気圧力は変動し、かつブローダウンエネルギーの一部は速度エネルギーとしてタービンで利用されることから、すべてがロスとなるわけではないが、排気エネルギーの非定常伝達経路としての排気系の高圧化および高伝達効率化による回収効率の向上効果は大きい。またこれは、従来の排気ターボ過給システムでは得られない特性であり、かつ図 4.2.5 から分かるように η_c および η_T が高いほどその改善効果も大きいことが分かる。

(4) 低空気過剰率化による回収効率の向上

先に式 (4.2.13) にて示したブレイトンサイクル効率 η_{iB} において、簡単のために給排気圧を等しいとした場合、すなわち $\pi_c = \pi_T$ および $L_p = 0$ より、

$$\eta_{iB} = \eta_T \left(1 - \pi^{-(\kappa-1)/\kappa} \right) - \frac{I_0}{Q_2} \frac{1 - \pi_c^{-(\kappa-1)/\kappa}}{\eta_c} \cdot \left\{ \pi_c^{(\kappa-1)/\kappa} (1 - \eta_T) + \eta_T (1 - \eta_c) \right\} \quad (4.2.15)$$

となる。上式の右辺第 2 項は $\eta_c = \eta_T = 1$ のときゼロとなるが、 $\eta_c \eta_T < 1$ では効率を低下

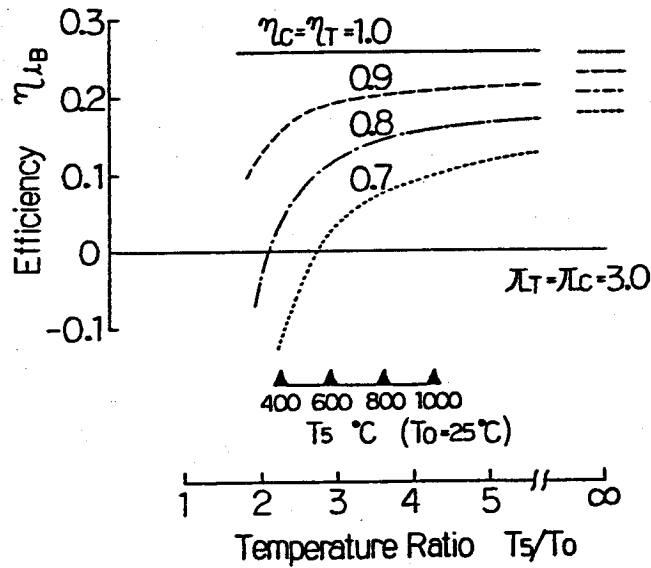


図 4.2.6 排気温度上昇による排気エネルギー回収率の向上

させる因子となる。ここで、式 (4.2.12) より、

$$(Q_2 + L_p)/I_0 = (I_5 - I_1)/I_0 = (T_5 - T_1)/T_0 \quad (4.2.16)$$

で、 Q_2/I_0 は排気温度 T_5 に対応する値であることから式(4.2.15)の η_{iB} は高排気温度化されるほど向上することになる。

図 4.2.6 に、式(4.2.15)および式(4.2.16)を用いて排気温度 T_5 を上昇させたときの η_{iB} の計算結果を示す。各線の種類は η_C および η_T を変化させた場合の計算結果である。 η_C および η_T が低いほど、高排気温度化による η_{iB} の向上効果が大きいことが分かる。

そこで高排気温度化のための手段の一つとして、ディーゼルサイクルの低空気過剰率化について検討した。 P_{max} 一定で過給圧 P_1 を低下し低空気過剰率化すると、ディーゼルサイクルの効率自体も向上するが、これに加えて η_C および η_T が低い場合には排気エネルギー回収効率の向上によってブレートンサイクル効率も向上し、その改善効果は大きい。

図 4.2.7 に、 Q_1 および ΔP_{C-T} 一定にて P_1 を低下させ低空気過剰率化したときの TCP における η_{iB} および η_{iD+B} の変化 (それぞれ η_{iB} TCP および η_{iD+B} TCP) を、空気過剰率 λ を横軸にして示す。 λ の低下とともに π_T が低下するために、 $\eta_C = \eta_T = 1$ では η_{iB} は λ とともに低下するが、 η_C および η_T が低い場合には η_{iB} は向上し、その結果 η_{iD+B} は大きく改善されることが分かる。また、図 4.2.7 中 η_{iD+TC} は ΔP_{C-T} を $\eta_{iB} = 0$ となるようにした排気ターボ過給システムのみでの効率であるが、これと比較して η_{iD+B} TCP のほうが η_C および η_T が低ければ低いほど、低 λ 化によるサイクル効率向上効果が大きいことが分かる。また逆に、 η_C および η_T が低くてかつ λ が高い状態では TC に比べて TCP の効率向上効果はなくなることが分かる。

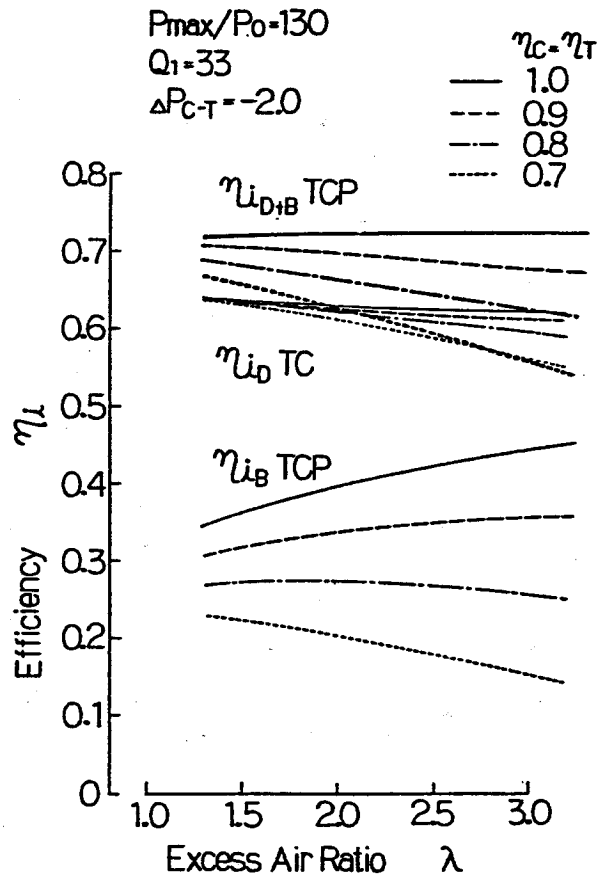


図 4.2.7 低空気過剰率化によるサイクル効率向上

高排気温度による排気エネルギー回収効率向上効果はこの他にも、エンジンの断熱化や給気の無冷却化等によっても得られるもので、この場合排気エネルギー自体の増大と相乗してサイクル効率の改善効果は大きいものが期待出来る。

4.2.3 実サイクルでの排気エネルギー回収特性

前節にて検討した基本サイクルでは、排気エネルギーのブローダウンロスを実サイクルに比べ過大に評価され、また高排気圧化による体積効率の低下や、低空気過剰率化したときの筒内サイクルの比熱比 κ や熱損失の変化が考慮されていない理想サイクルを前提として基本特性を把握した。ここでは、これらの要因を考慮したエンジン性能シミュレータを用いて、ターボコンパウンドの実サイクルでの低燃費率化特性について計算検討を行う。

エンジン性能シミュレータの詳細については略すが⁽¹⁵⁾、図 4.2.8 にその構成要素図を、また主な仮定を以下に示す。

- 筒内熱発生モードは一定とし、燃料量に応じた熱発生期間を与える。
- 筒内作動ガスの温度および圧力に応じた熱伝達率により熱損失を考慮する。

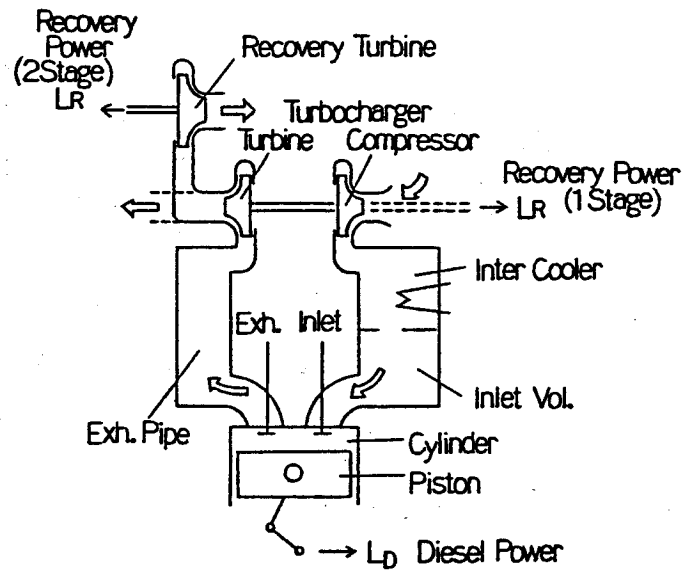


図 4.2.8 エンジン性能シミュレータの構成

表 4.2.1 実験エンジンの主要諸元

	Base Engine (Turbocharged)	Turbocompound	
Type	Direct Injection		
Combustion	Turbocharged and Inter Cooled		
Aspiration	135 × 150 ^{mm}		
Bore × Stroke	6		
Number of Cyl.	15		
Compression Ratio	12.88 ^l		
Displacement	294 ^{kw} /2300rpm	353 ^{kw} /2000rpm	+20%
Rated Power and Speed	227 g/kwh	204 g/kwh	-10%
BSFC. at Rated Point	15.0 N·m	19.5 N·m	+30%
Max. Torque			

- c) 排気管系は長さのない容積として取り扱う。
- d) 給気の圧力および温度は、計算条件として与え、それらの時間変動はないものとする。

表 4.2.1 に検討の対象とした高出力 4 サイクル高速ディーゼルエンジンの主要諸元を示す。直接噴射式直列 6 気筒ディーゼルエンジンで、過給空気の冷却装置を装備している。シリンダ径 135mm、ストローク 150mm で、総排気量は 12,880cm³、圧縮比は 15 である。

また図 4.2.9 には、エンジン性能シミュレータによる計算結果と表 4.2.1 の実験機関での実測性能とを比較して示したものである。図の横軸は給気圧力 P_s 、縦軸には燃料消費率 b_e 、空気過剰率 λ 、過給機タービン入口排気圧 P_{e1} 、出口排気圧 P_{e2} 、および過給機タービン入口排気温度 T_{e1} を示している。エンジン回転数 2000min⁻¹、エンジン出力は 353kW、給気温度 T_s は 333K(60° C)、筒内最高圧力 P_{max} はいずれも 13MPa に揃えたときのデータである。■は排気ターボ過給エンジン (T/C) での給気圧 P_s を変化させた結果、また●は過給機タービン絞りを一定として、回収タービンのノズル絞りを变化させたターボコンパウンドエンジン (TCP) での計算結果で、いずれも□および○で示した実測結果を良好にシミュレー

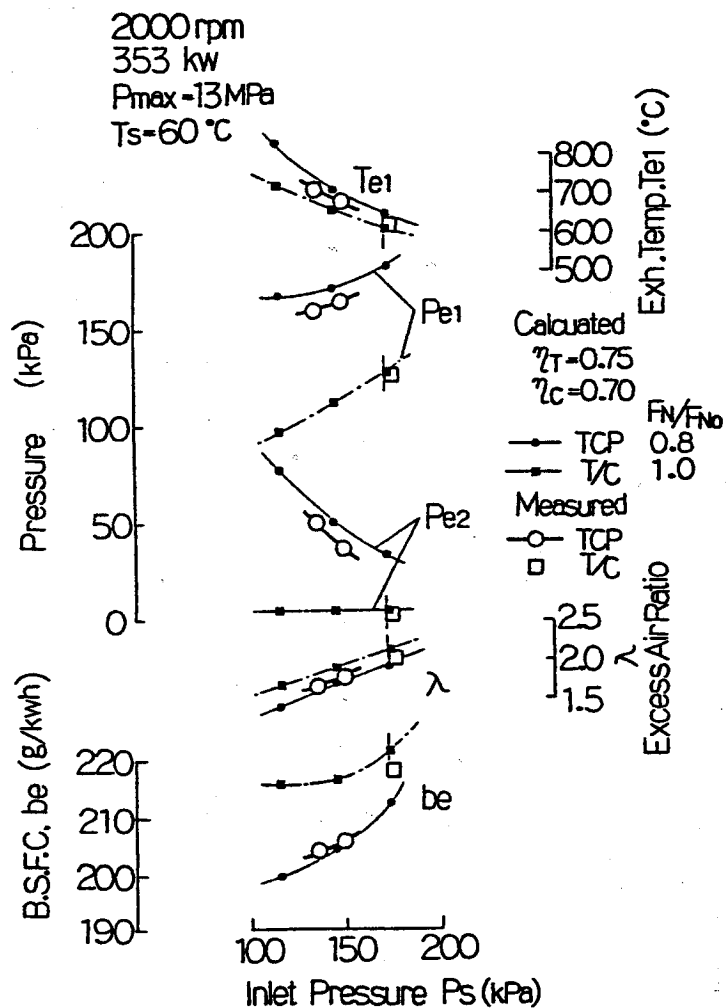


図 4.2.9 性能シミュレータ計算結果と実測結果の比較

トしていることが分かる。

ここでは、本シミュレータを用い、実機では確認できない広範囲のパラメータ変化計算を実施することにより、前節にて明らかにしたターボコンパウンドサイクル特性の実サイクルでの評価を行った。また、以下の検討には、図 4.2.8 に破線で示した 1 段タービンシステム (1 Stage) にて計算した。

図 4.2.10 に給気圧 P_s を一定にして広範囲にタービン絞り面積 F_N を変化させた計算結果を示す。横軸は基準となるタービン絞り面積 F_{N0} で F_N を割った値で示してあり、縦軸は正味燃料消費率 b_e 、給気圧力 P_s 、過給機タービン入口排気圧 P_{e1} 、およびエンジンの体積効率 η_v を示してある。エンジン回転数 2000min^{-1} 、給気温度 T_s は $333\text{K}(60^\circ\text{C})$ 、筒内空気過剰率 λ は 2.06 一定とし、筒内空気量に応じて燃料量を変化させている。また、筒内最高圧力 P_{max} はいずれも 13MPa に揃えたときの結果である。図中の各記号は、コンプレッサー効率 η_c およびタービン効率 η_t を変化させたものであり、回収出力伝達系の機械効率 η_{mR} は 0.9

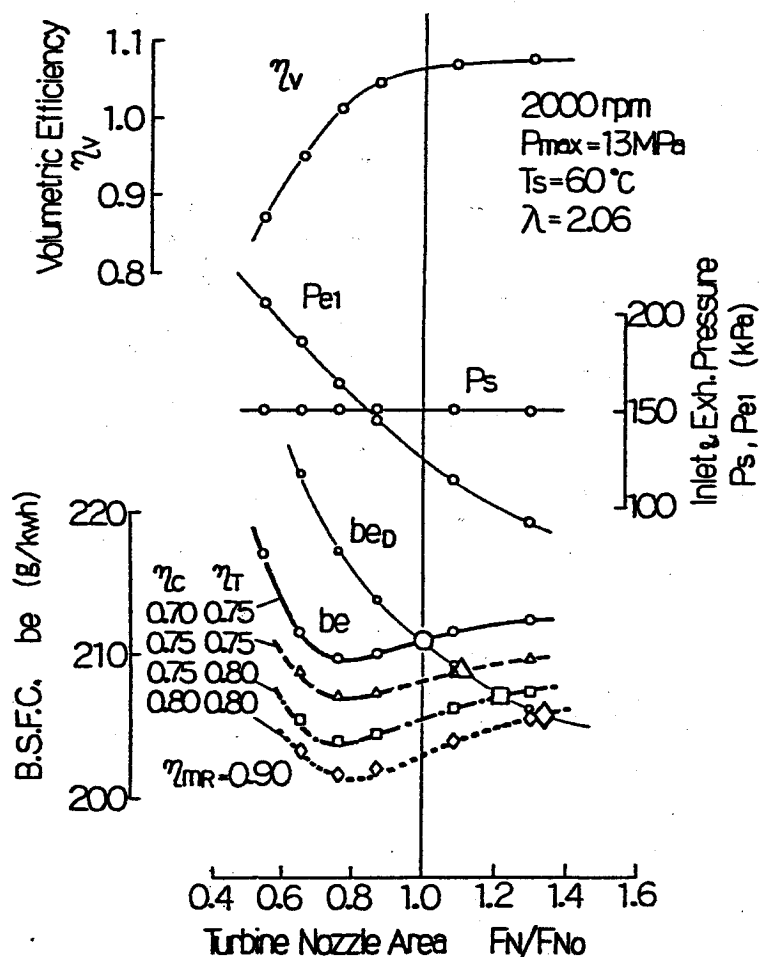


図 4.2.10 タービン絞り変化時の性能

一定としている。横軸のタービンノズル面積を小さく絞るほど、排気圧 P_{e1} は上昇し前節にて述べた様に排気エネルギーの回収効率は高くなるが、給排気行程での残留排気の増大により体積効率 η_v の低下を伴う。図 4.2.10 中、 b_{ed} はポンプ損失を含めたディーゼル出力のみの燃料消費率を示し、 b_e はこれに排気エネルギーの回収出力を加えた燃料消費率を示している。 b_{ed} と b_e の交点（白抜き大記号の点）が回収出力ゼロ、すなわち排気ターボ過給エンジン (T/C) での燃料消費率を示す。

排気圧 P_{e1} の上昇に伴いポンプ損失が増して b_{ed} は悪化するが、排気エネルギー回収率の向上により b_e は低減する。しかし、さらにタービンノズル面積を絞ると b_e の低下は頭打ちとなり悪化する。TC に比べ TCP による低燃費率化の最大ゲイン (b_e の最小値) が得られる

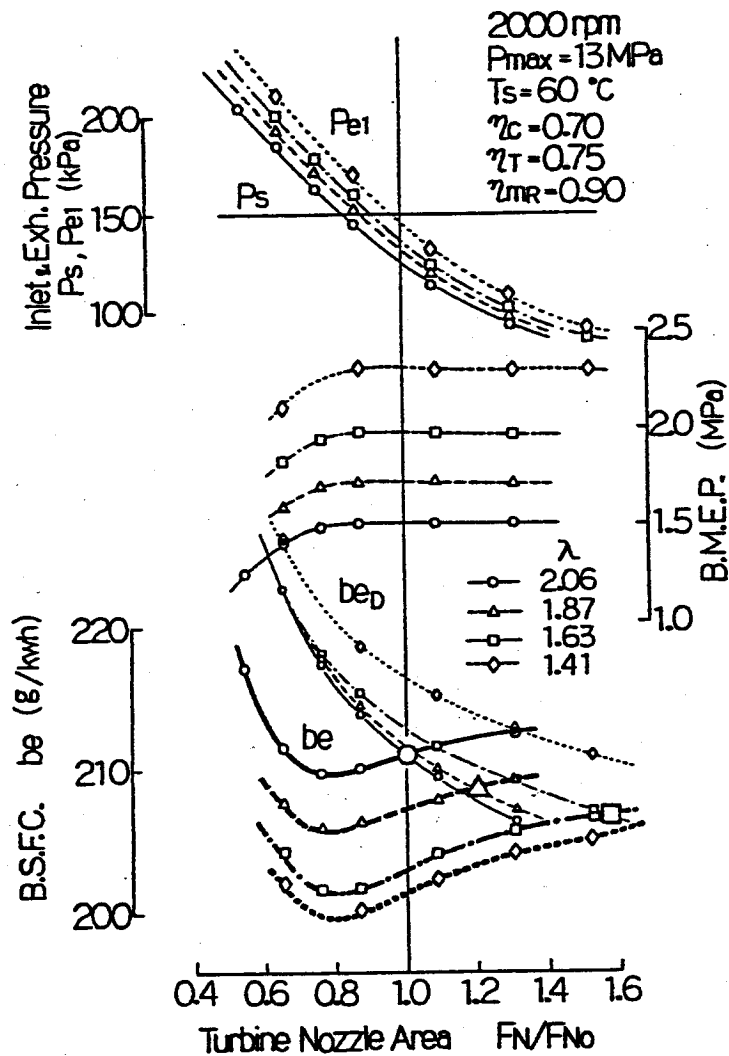


図 4.2.11 空気過剰率変化時の性能

ときの給排気圧差は、先の基本サイクルでの結果に比べて体積効率の低下やブローダウンロス程度の違いにより、小さな値となっている。また図 4.2.10 より、T/C（白抜き大記号の点）に比べ排気ターボコンパウンド（TCP）化による b_e の低減は、コンプレッサー効率 η_c およびタービン効率 η_T が低いとほとんど得られないが、これらが向上すればするほど TCP 化による T/C からの燃費率低減効果は大きくなることが分かる。すなわち T/C では過給機効率の向上によりタービンノズル面積を拡げて低 P_{el} 化されブローダウンロスの増大を招いているのに対して、TCP ではタービンノズル面積を絞ったままで回収効率の向上が得られることによるものであることが分かる。

図 4.2.11 には同じく給気圧 P_S を一定としてタービンノズル面積 F_N を変化させた性能を、空気過剰率 λ が異なる場合に対して比較して示した。縦軸は燃料消費率 b_e 、正味平均有効圧 B.M.E.P.、給気圧力 P_S 、過給機タービン入口排気圧 P_{el} を示す。コンプレッサー効率 η_c およびタービン効率 η_T はそれぞれ 0.70 および 0.75、回収出力伝達系の機械効率 η_{mR} は 0.9 とし、他の条件は図 4.2.10 と同一である。この場合、空気過剰率 λ の低減に伴って燃料量を増大しているののでそれだけ正味平均有効圧 B.M.E.P. が増大し高出力化されているが、 P_{max}/P_S は一定である。このため、 λ の低下に伴いエンジンの機械効率 η_m の改善は得られないものの、受熱期間の増大、比熱比 κ の低下などによりディーゼルの図示サイクル効率は低下し b_{eD} は悪化する。それでも、 b_{eD} と b_e の交点として白抜き大記号の○、△および□印で示される T/C の燃料消費率 b_e は、 F_N を増大することによりポンプ損失が低減するため低 λ 化により幾分低下するが、TCP での b_e の最小値の低減量はこれよりも大きく、低 λ 化するほど T/C との差が増大する。

図 4.2.12 に、各 λ における TCP での最低燃料消費率を T/C の燃料消費率と比較して示した。計算条件は図 4.2.11 と同一である。図の横軸は空気過剰率 λ で、縦軸には燃料消費率 b_e および正味平均有効圧 (B.M.E.P) を、TCP および T/C のそれぞれについて示している。図より低 λ 化すればするほど T/C に対する TCP の低燃費率化ゲインは増大しており、低 λ 化による排気エネルギー回収率の向上効果が、実サイクルにおいても TCP の燃料消費率を低減するための有力な方策であることが分かる。

しかし、通常このクラスの高速高出力エンジンにおいては、 $\lambda=1.8\sim 2.0$ 以下の低 λ 領域で燃焼効率の悪化や燃焼期間の増大を伴い、ディーゼルの燃焼サイクル効率が低下する。すなわち、この燃焼性能の限界が TCP の低 λ 化による低燃料消費率化の限界となるために、高性能のターボコンパウンドエンジンの開発には、燃料噴射系の高圧高噴射率化や、燃焼室内の空気利用率の向上など、低 λ 燃焼制御技術の確立が不可欠となる。

また、低空気過剰率化に伴い、シリンダ内燃焼ガス温度の上昇によって燃焼室壁の熱負荷は増大する。このため、エンジンの熱負荷信頼性への対応技術の確立もターボコンパウンドエンジンの最適化には必要不可欠のものであるといえる。

一方、ターボコンパウンドシステムのエネルギー回収効率の向上効果を最大限発揮させるために、タービン絞り面積を絞って排気圧力の上昇を図るには、必然的に排気温度の上

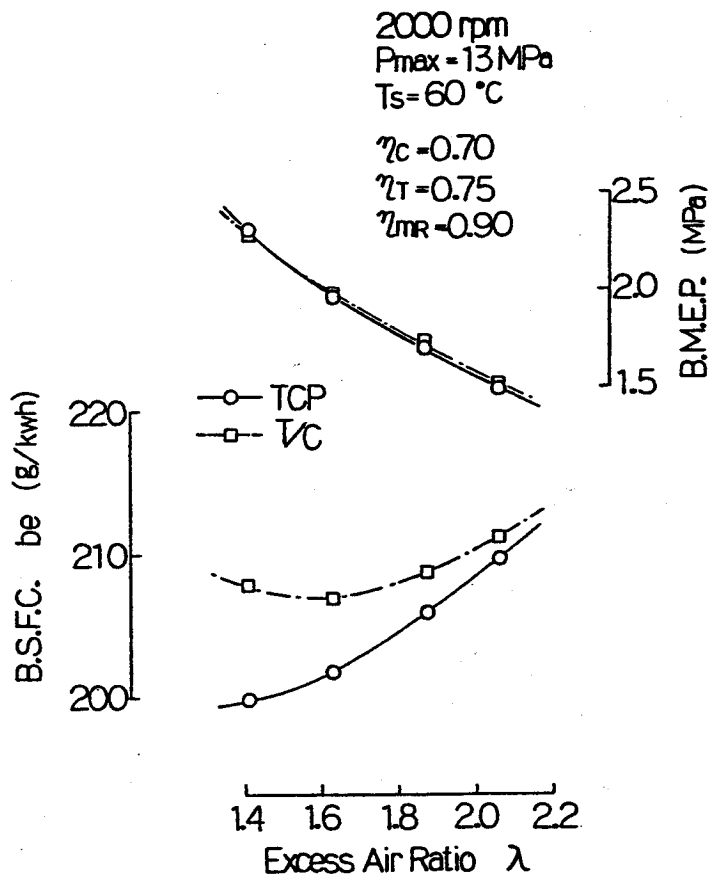


図 4.2.12 低空気過剰率化による燃料消費率の低減

昇を伴うことになる。これは、高排気圧化により給排気弁オーバーラップ期間中の吹き抜け給気量の減少や、体積効率の低下、および給排気行程ポンプ損失の増大によりピストンが排気に与える仕事量が増すことによるものであるが、空気過剰率一定の元では、この排気温度の上昇自体は筒内燃焼室壁部材への熱負荷の上昇を来すものではなく、むしろ排気システムおよび排気タービンの耐高温性への設計的配慮が必要となる。

以上、前節および本節にて、排気ターボコンパウンドエンジンの基本特性および排気エネルギー回収率向上による具体的な低燃料消費率化の方向付けを明らかにすることができた。

4.2.4 ターボコンパウンド実機試験結果

本研究にて明らかにしたターボコンパウンドエンジンのエネルギー回収特性と低燃料消費率化のための方策を、表 4.2.1 に示したターボコンパウンド実験機関の開発に適用し、実機試験によりその燃料消費率低減効果を確認する。実験機関の構造の概略を先の図 4.2.1 に示した。ここで、前節にて行った基本特性の検討には 1 段タービンシステムであったが、

ターボコンパウンド実験機関の開発には排気ターボ過給機のタービンの後流に回収タービンを設けた2段タービンシステムを採用した。これは、2段膨張により回収タービンの圧力比を小さくしてタービン周速を下げ、かつ低圧段にて大容量大翼車径の回収タービンを用いることにより、回収出力を低い回転速度で取り出すことができ、回収系減速ギヤの減速比の低減ならびに伝達系機械効率の向上を狙いとされたものである。

ターボコンパウンド実験機関の開発に当たって、表 4.2.1 に示したベースエンジンの定格回転数 2300min^{-1} を 2000min^{-1} に下げ、かつ 20% の高出力化とすることにより、ターボコンパウンドの特性を十分に発揮できる高い平均有効圧設定とした。またこれまでに示した、

- (a) タービン、コンプレッサー、回収タービンの高効率化および減速ギヤ系の機械効率の向上
- (b) ブローダウンロス低減のための排気系エネルギー伝達効率の向上

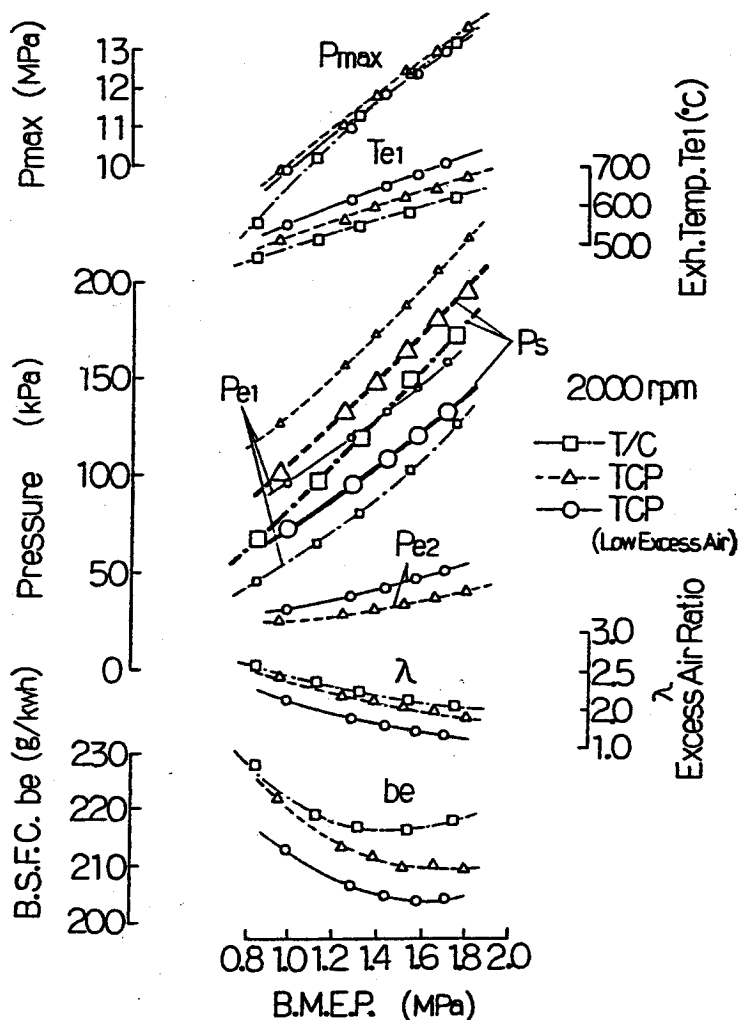


図 4.2.13 ターボコンパウンド実機試験結果

(c) 低空気過剰率化のための燃焼改善技術

を織り込み、さらに図 4.2.8 に示したエンジン性能シミュレータによるマッチング計算にて、過給機コンプレッサー、タービン、回収タービンおよび減速系の減速比の各仕様の最適化を図った。

図 4.2.13 に試験結果を示す。図の横軸は正味平均有効圧 B.M.E.P.、縦軸には燃料消費率 b_e 、空気過剰率 λ 、給気圧力 P_s 、過給機タービン入口排気圧 P_{e1} 、出口排気圧 P_{e2} (TCP の場合には回収タービン入口圧力と等しい)、過給機タービン入口排気温度 T_{e1} および筒内最高圧力 P_{max} を示す。エンジン回転数は 2000min^{-1} である。□印の過給仕様 (T/C) に比べ、△印のターボコンパウンド (TCP) 化および、さらに低空気過剰率化することにより、○印のように高出力域にて 6% の低燃料消費率化を、 P_{max} の上昇を伴うことなく実現することができた。低 λ 化仕様 (○印) では、給気圧 P_s の低下と給排気差圧の増大により高排気温度化されている。

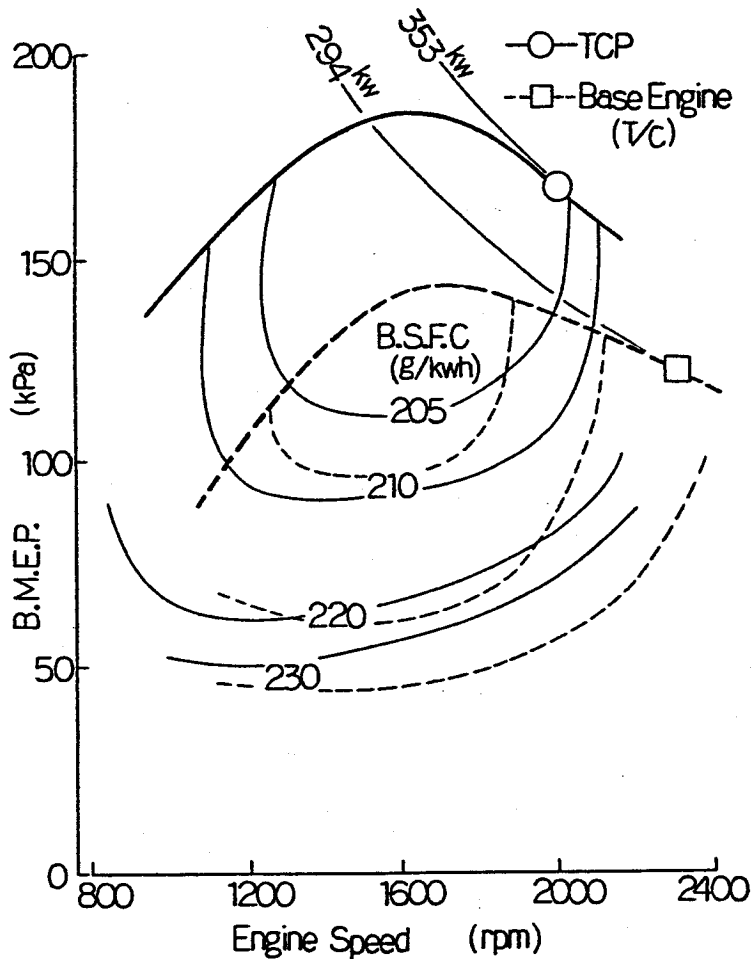


図 4.2.14 等燃費率曲線の比較

図 4.2.14 に TCP の等燃料消費率曲線をベースエンジン (T/C) と比較して示した。横軸はエンジン回転速度、縦軸は平均有効圧 B.M.E.P. で、実線 (TCP) および破線 (T/C) にてそれぞれの燃料消費率の等高線およびトルク特性 (平均有効圧) を表している。定格点 (○印および□印) にて 20% の高出力化と 10% の低燃料消費率化が得られ、かつ高負荷域において広い低燃費率域を実現している。また、TCP は 2 段タービンシステムとしていることから、1 段目の過給機タービンが T/C に比べてタービンノズル面積が絞られており、中低速域での排気エネルギー回収率の向上により図 4.2.14 に示すように大幅なトルク特性の向上 (平均有効圧力の最大値の上昇) が得られている。

図 4.2.15 にターボコンパウンドのエネルギーフロー図を示した。燃料の投入エネルギーを 100% とし、システム各部における熱勘定を帯の幅で表したものである。軸出力 (Brake Output) に対して約 9% の出力が回収タービン (Recovery Turbine) により回収され、41% の高い熱効率を実現している。またここで、図には示されていないが、前述の様にターボコンパウンド化によって排気圧が高圧化されて、エンジン本体のポンプ損失の増大量は軸出力比にて約 3% となっており、ターボコンパウンド化による正味の低燃費率化ゲインとしては回収出力 9% との差し引きで約 6% 程度であると考えられる。

4.2.5 まとめ

排気ターボコンパウンドサイクルの基本特性ならびに排気エネルギー回収特性について明らかにし、これら特性を十分生かすことによるエネルギー回収率向上策をターボコンパ

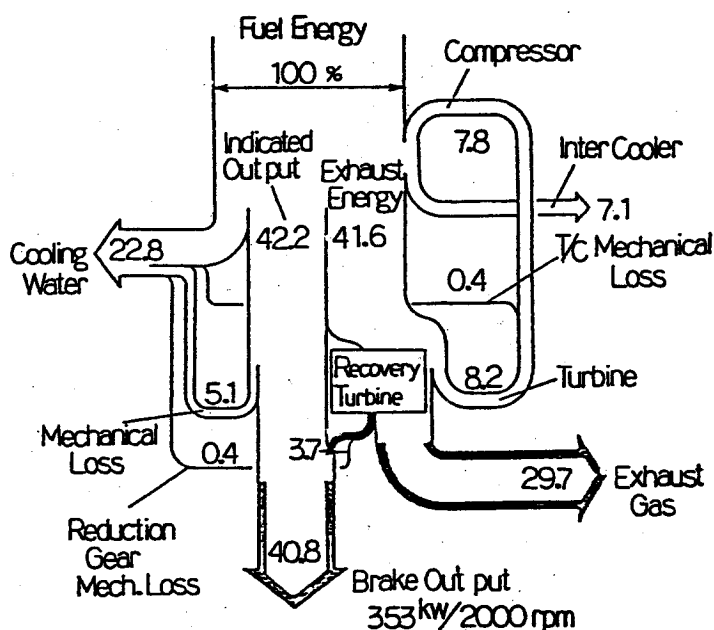


図 4.2.15 ターボコンパウンドのエネルギーフロー

ウンド実験機関に適用した。その結果、以下の結論を得た。

- 1) ターボコンパウンドサイクルは、サイクル最高圧力 P_{max} を高めることなく高出力化を可能にする基本特性をもっており、この特性を生かすことにより低燃料消費率化と高出力化を同時に実現できる。
- 2) 排気エネルギー回収特性の向上には、コンプレッサー、タービン、回収動力伝達系等の要素効率の向上の他に、
 - a) 排気エネルギーの非定常伝達経路としての排気系の高圧力比化、高伝達効率化によりエンジンサイクルのプロローダウンロスの低減を図れる。これは従来の排気ターボ過給エンジンでは得られない特性である。
 - b) エンジンの低空気過剰率化による排気温度の上昇によりエネルギー回収率の向上が得られ、さらにエンジンの P_{max} 一定での筒内サイクル効率の向上と合わせて低燃料消費率化のゲインが大きい。ことを明らかにした。
- 3) これらの特性により、ターボコンパウンドエンジンは従来の排気ターボ過給エンジンに比べて、高出力化および低空気過剰率化されればされるほど、またタービン、コンプレッサなどの要素効率が向上されればされるほど低燃料消費率化のゲインが大きい。
- 4) 排気ターボコンパウンド実験機関にこれら特性を適用した最適化を行った結果、従来の排気ターボ過給システムに比べ大幅な高出力化ならびに低燃料消費率化を実現できた。今後さらに各部要素効率の向上および低空気過剰率化の追求、さらにはエンジンの断熱化により、さらに大幅な低燃料消費率化が期待できる。

4.3 排気ターボ過給ディーゼルエンジンの過渡応答性の改善

4.3.1 まえがき

従来より、中低速ディーゼルエンジンにおける排気ターボ過給化は、その高出力化の動向に伴い高度の進歩および普及を遂げてきているが、近年の石油事情の悪化並びにその他資源の不足、更には排気公害対策の必要性という点から、バス・トラックなどの車両用ディーゼルエンジンにおいても排気ターボ過給化による小型高出力化、低燃費率化および無公害化の努力が払われつつあり、またそれが有力な手段の一つであることが認められてきている。

しかし、これまで排気ターボ過給エンジンは無過給エンジンに比べて、(1)低速トルクの相対的不足、(2)排気ターボ過給機系の応答遅れが生じる、などの理由により、過渡応答性、特に実車搭載時の加速性が悪く、ドライバーにとって操縦性が劣るとされており、このことが車両用エンジンの過給化を促進する上での大きな障害となってきた。これまでも、排気ターボ過給エンジンの応答性については、シミュレーションによる特性把握や⁽⁴⁾~⁽¹²⁾、応答性改善策の試み⁽¹³⁾、⁽¹⁴⁾がなされて来ているが、車両用実機の過渡時の特性を示

すデータはほとんどなかった。

本研究では、車両用排気ターボ過給エンジンの過渡特性の解明並びにその改善を目指し、車両用排気ターボ過給エンジンの特に発進加速時の応答に着目した過渡特性試験を実施し、その特性を定量的に明らかにすると共に、今後の改善策について、過渡特性シミュレータを開発して、これを用いた計算検討により考察を行う。

4.3.2 試験装置

従来より、車両用エンジンの過渡特性の試験には、エンジンを実車に搭載し、テストコース上あるいは大規模なシャーシダイナモ上にて、熟練ドライバーの手によって行われてきていたが、試験に要する費用、試験の再現性等の問題により、これまで系統的な過渡特性試験を実施することが不可能であった。そこで本研究では、実車の発進加速・変速時における過渡特性をシミュレートした試験をエンジン単独でテストスタンド台上にて実施するための、小形コンピュータを用いた過渡特性試験装置を製作することとした。

図 4.3.1 に装置の概略を示す。エンジン回転計により回転数を検出し、これに応じたアクセル操作信号および渦電流ダイナモメータの負荷トルク制御信号を、あらかじめ与えられた実車の運転操作条件、車両条件、ならびに走行条件に従ってコンピュータにて演算の

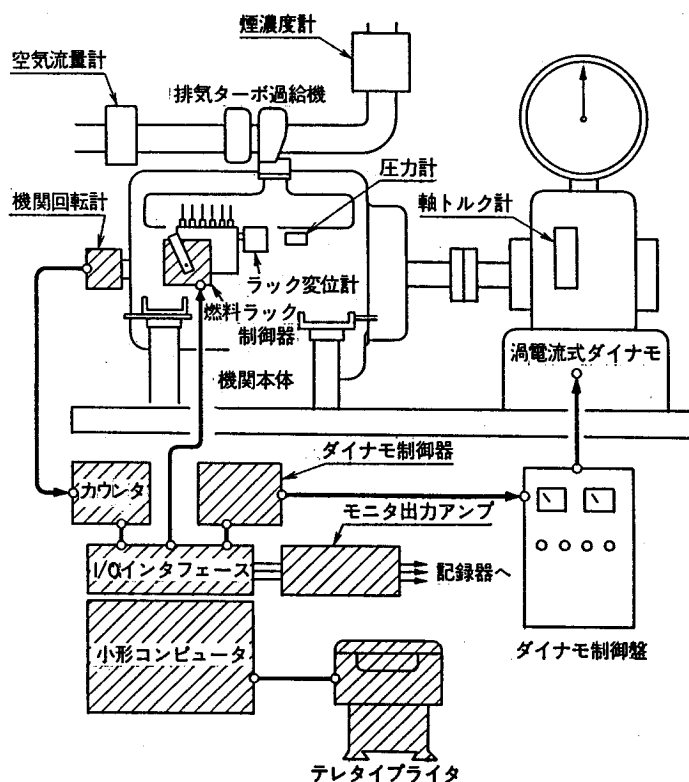


図 4.3.1 エンジン過渡特性試験装置

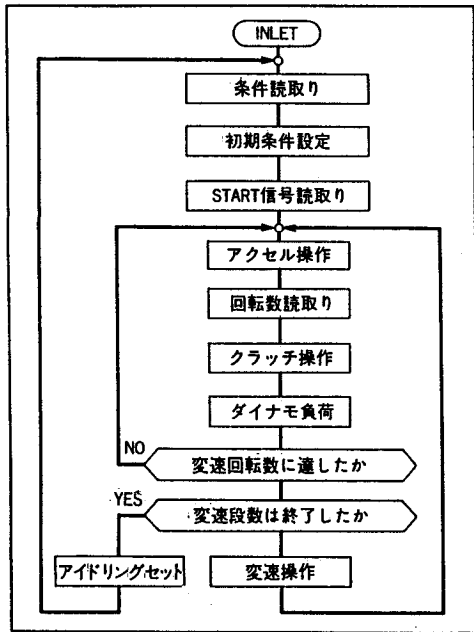


表 4.3.1 過渡特性試験主要計測項目

1	エンジン回転数	電磁式(600pulse/rev)
2	過給機回転数	電磁式
3	負荷トルク	ストレインゲージ式
4	燃料ラック変位	作動変圧式
5	煙濃度	透過光式(PHS計)
6	給気圧力	ストレインゲージ式
7	排気圧力	
8	給気温度	CA熱電対(φ 1.0シ-ス)
9	排気温度	

図 4.3.2 制御プログラムフローチャート

上出力指示する。図 4.3.2 に制御プログラムのフローチャートを示す。回転数検出からダイナモメータおよびアクセル操作制御信号の出力までのサイクルタイムは 0.1 sec で、発進時のクラッチトルクや車速に応じた加速および走行抵抗トルクが自動的に負荷されるようになっている。

また、過渡時のエンジン各部特性を把握するために、図 4.3.1 および表 4.3.1 に示す非定常計測を行った。得られたデータはデータレコーダに収録後、データ処理用コンピュータにより A-D 変換し解析処理するシステムとしている。

供試エンジンは、総排気量 10,300 cm³、最高回転数 2500 min⁻¹ の車両用 6 気筒ディーゼル試験エンジンで、ラジアル排気ターボ過給機を装着している。

4.3.3 試験結果

図 4.3.3 に、車両の発進加速および変速時をシミュレートした過渡特性試験結果の一例を示す。図の横軸は経過時間 t で、縦軸にはコンピュータからのアクセル操作指示およびクラッチ操作指示信号、エンジンの燃料ラック変位 X_R 、エンジン回転数 N_E 、エンジン回転加速度 dN_E/dt およびダイナモメータの負荷トルク T_D を示す。ここで、クラッチ操作指示信号は運転者のクラッチ操作によりクラッチ伝達トルクが変化する状況を想定したもので、半クラッチ状態に応じてダイナモメータに負荷されるトルクの最大値を制限した制御信号が出力されるようになっている。また、図中エンジン出力トルク T_E は、エンジンおよびダイナモメータロータの慣性モーメント I_E 、 I_D 、およびエンジン回転加速度 dN_E/dt から求めた加速トルク (斜線部) とダイナモメータ負荷トルク T_D を合計した過渡時のエンジン出力

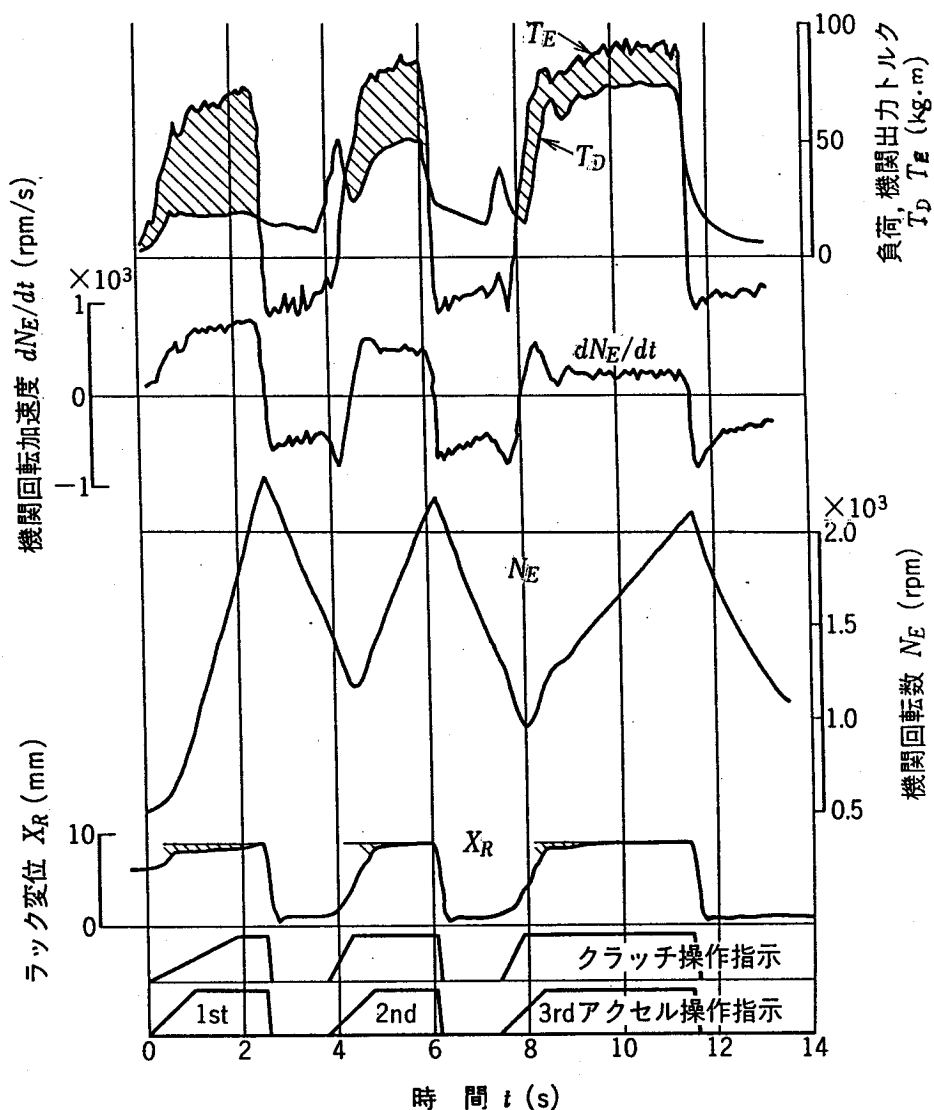


図 4.3.3 発進加速変速試験結果

トルクを示した。

図 4.3.3 において、まず 1 速発進にてアクセルを踏むと、燃料ラックはアイドル位置から増大し、エンジンは加速される。発進時のクラッチ滑りトルク相当の負荷がダイナモメータにかけられた後、車両の速度および加速度に応じた走行および加速抵抗が、時々刻々演算されダイナモメータに負荷されている。エンジン回転数が設定回転数（ここでは 2000 min^{-1} ）を越えたところで、アクセルを 0 位置に戻し、クラッチを切る指示が出され、変速操作の設定空走時間（ここでは 1.5 sec ）経過後再び同様の操作で、2 速、3 速の加速を行う。高速ギヤ比に進むにつれて負荷抵抗が増し、エンジン回転の加速度は小さくなっていく。図において、エンジン出力トルク T_E は、同じアクセル位置でも、1~3 速でその大きさが異なり、エンジン回転加速度の高い低速ギヤ比の場合程 T_E は小さくなっていること

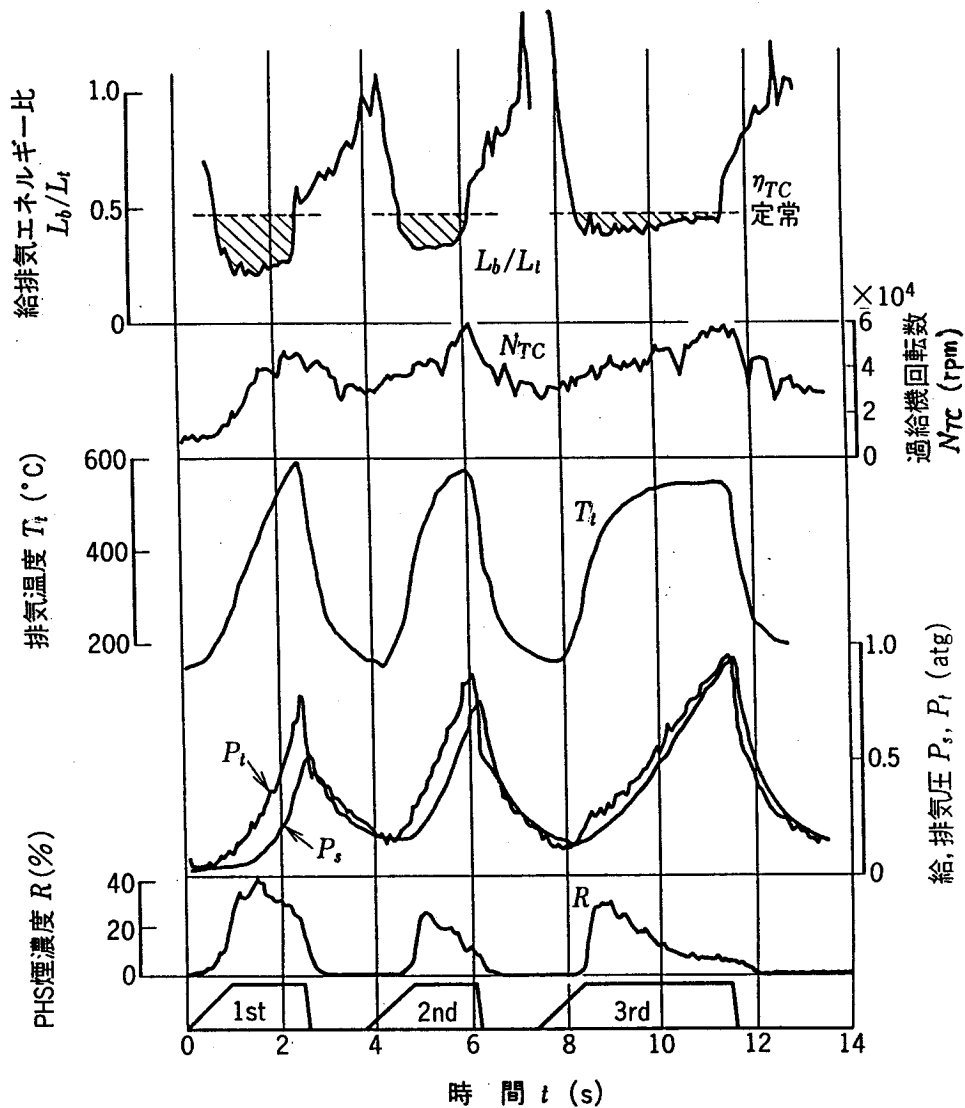


図 4.3.4 過渡時給排気系応答遅れ

が分かる。

図 4.3.4 に、図 4.3.3 と同一試験時の排気の煙濃度 R 、給気圧力 P_s 、排気圧力 P_t 、排気温度 T_t および排気ターボ過給機回転数 N_{TC} の計測結果を示す。また、図の上には、大気圧、大気温度および給気圧 P_s から求めた給気の理論圧縮エネルギー L_b と、排気圧 P_t および排気温度 T_t から求めた排気の理論膨張エネルギー L_t の比を給排気エネルギー比 L_b/L_t として時々刻々計算して求めた結果を示す。給気圧 P_s および排気圧 P_t 共に発進時の応答遅れが見られ、特に給気圧の上昇遅れが顕著であることが分かる。本エンジンには、エンジンの低速域など給気圧が低く、エンジンに十分な給気量が供給されない作動域にて、給気圧力に連動して燃料ラックを制限し過大な煙の排出を押さえるブーストコンペンセーターが装着されており、このため図 4.3.3 の燃料ラック変位 X_R に斜線にて示すように、同じアクセル操作指

示条件でも過給圧の低い間はラック変位が制限されている。定常状態では、このブーストコンペンセータの設定は煙濃度 R が 15%以下になるようにあらかじめ調整してあるが、エンジンの過渡時には、エンジン回転数および燃料ラック位置と給気圧力の関係が定常状態と異なるために、図 4.3.4 に見られるように、設定値以上の高い煙濃度となっていることが分かる。また、給排気エネルギー比 L_b/L_t は、見かけの排気ターボ過給機総合効率を示すもので、図中に破線にて示す定常状態の排気ターボ過給機総合効率 η_{TC} に比べて、排気ターボ過給機回転加速度の高い低速ギヤ比の場合程斜線部にて示すように低い値となっていることが分かる。

すなわち、排気ターボ過給機ロータの加速に要するエネルギー分だけ過渡時の見かけの排気ターボ過給機総合効率が低下しており、特に1速では、給気に与えられたエネルギーとほぼ同等のエネルギーが排気ターボ過給機ロータの加速のために使われていることが示されている。排気ターボ過給エンジンでは、排気ターボ過給機の回転上昇によりコンプレッサの吐出風量が増大し、その結果として給気圧力が上昇するため、先に示した給気圧の大幅な上昇遅れはこの排気ターボ過給機回転数の上昇遅れによるものであることが分かる。

図 4.3.5(b)に、先の発進加速時のエンジン出力トルク T_E を、時々刻々のエンジン回転数 N_E を横軸にして示した。図中の各線 (1st~3rd) は、各変速比におけるエンジン回転数

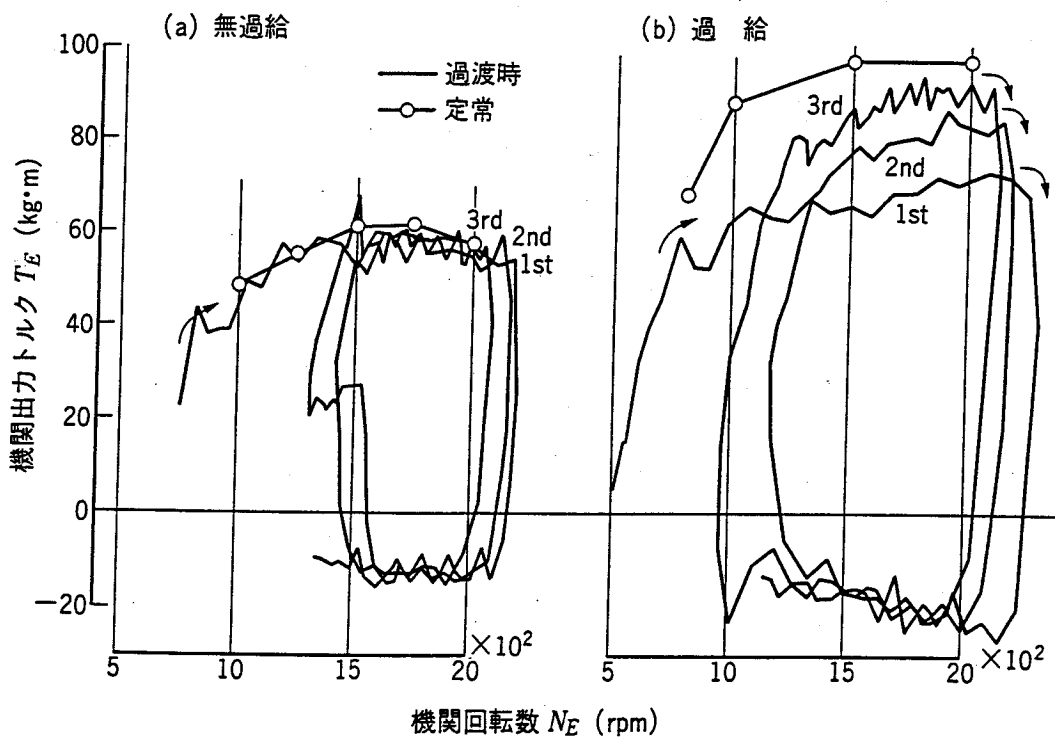


図 4.3.5 過渡時のエンジン出力特性

の加速状態に対応している。また、エンジン出力トルクが負の領域は燃料カットのエンジンブレーキ状態となっており、エンジンの機械損失および給排気過程ポンプ損失により回転速度が減速されている状態である。図中の○印は同一アクセル位置での定常状態でのエンジン出力トルクを示す。図より、前述の給気圧力の上昇遅れによるブーストコンペンセータの作動や筒内への供給空気量の減少による燃焼性能の悪化などにより、 T_E は定常時に比べて低速ギヤ比程大きく低下し、1速では定常出力トルクに比べて25%もの低下を来していることが分かる。図4.3.5(a)に、同一エンジンで排気ターボ過給機だけを外した無過給エンジンでの試験結果を示す。無過給では、燃料ラックの最大位置を制限して燃料噴射量を少なくセットしてあるために○印の定常トルク自体は低いですが、各変速比における加速とも、ほぼ定常状態に等しい出力トルクが得られている。

図4.3.6(a)に、先の図4.3.4に示した過渡特性試験時の給気圧力 P_s 、排気圧力 P_i および排気ターボ過給機回転数 N_{TC} を、図4.3.5と同様に時々刻々のエンジン回転数 N_E を横軸と

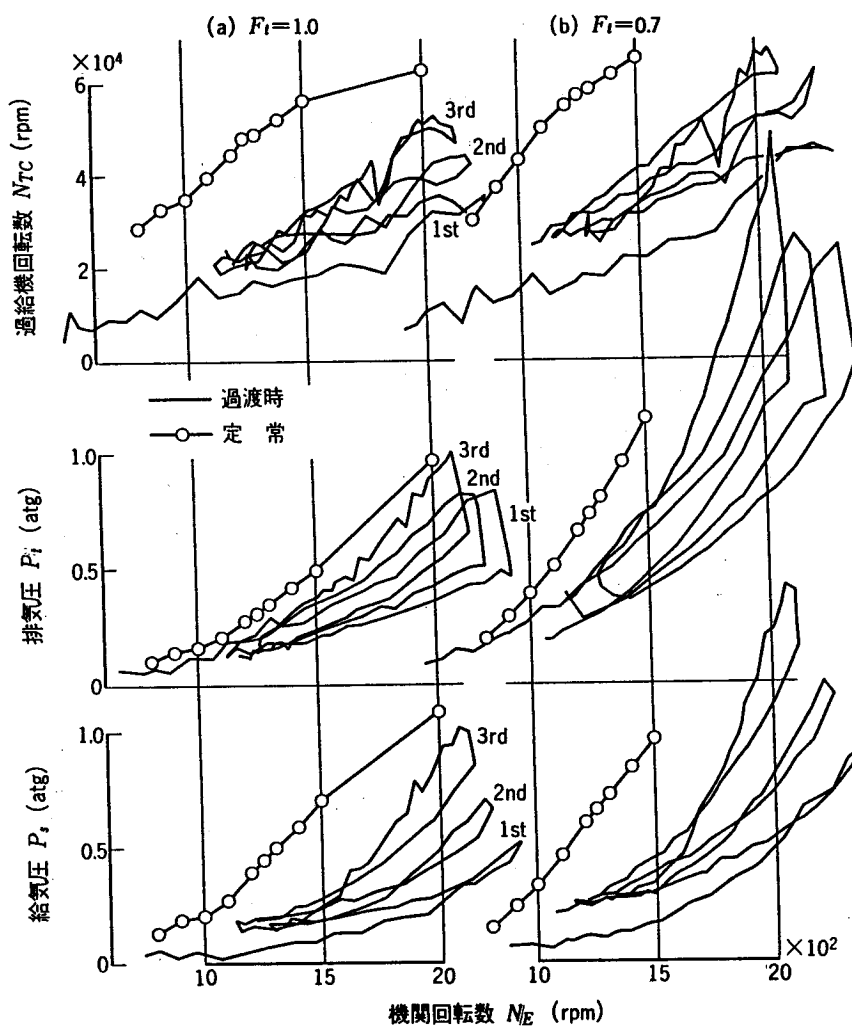


図 4.3.6 給排気系過渡特性

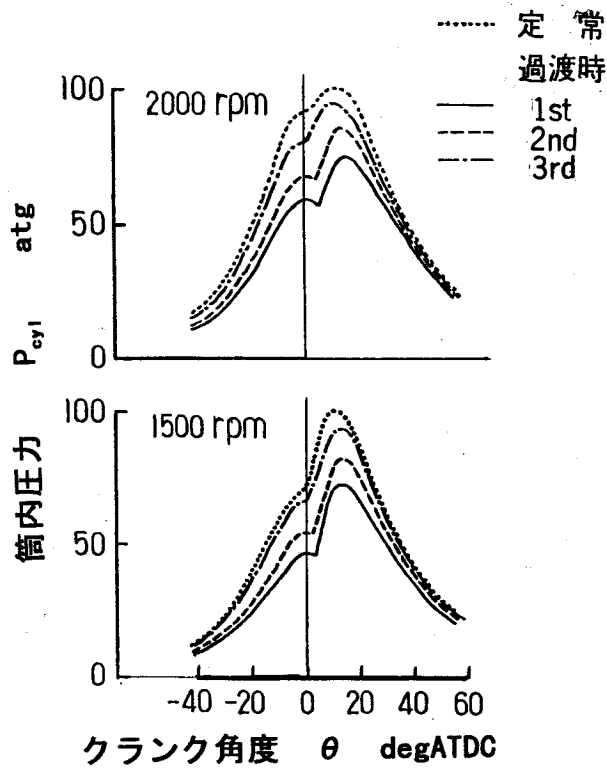


図 4.3.7 過渡時筒内圧力の比較

して定常状態（○印）と比較して示した。いずれもエンジン回転加速度の高い低速ギヤ比程、定常状態からの低下が大きく、特に給気圧 P_s は 1 速では定常時より遙かに低い値となっていることが分かる。また、排気圧 P_t の定常値に対する上昇遅れは、給気圧 P_s の遅れよりも小さい。すなわち、過渡時には給気圧 P_s に比べて排気圧 P_t が上昇することにより、ピストンの給排気行程でのポンプ損失の増大および体積効率の悪化による空気流量の減少も生じていることが推定される。

図 4.3.7 には、このときの筒内圧力の計測結果を示す。横軸はエンジンのクランク角度、縦軸には、1st~3rd の各ギヤでの過渡時において、エンジン回転数がそれぞれ 1500min^{-1} （下段）および 2000min^{-1} （上段）を通過した時点の筒内圧力を、定常運転状態での結果（点線）と比較して示した。いずれの回転数においても、定常状態に比べ、回転加速度の高い低速ギヤ比の場合ほど筒内圧力が低下しており、先の図 4.3.6(a) に示した給気圧力の低下および図 4.3.5(b) にて示した過渡時エンジン出力トルクの低下に対応していることが分かる。

以上の結果から、排気ターボ過給エンジンが発進加速時の応答性の点で無過給エンジンに対して劣る原因を定量的に明らかにすることができ、またそれが主として排気ターボ過給機回転数の上昇遅れにより生じた給気圧力の上昇遅れによるものであることを示せた。

4.3.4 過渡応答性改善の検討

以上に明らかにした過渡時の排気ターボ過給エンジンの応答性ならびに排出煙濃度の悪化を、無過給エンジンなみに改善することを目指し、次にその改善策について検討する。

(1) 排気ターボ過給エンジン過渡特性計算プログラム

過渡特性試験の結果、定量的に明らかになった事実に基づき、主として給排気系に着目した排気ターボ過給エンジン過渡特性計算プログラムを作成した。

図 4.3.8 に計算プログラムのフローチャートの概要を示す。過渡時のエンジン各部の特性は主として定常特性の積み重ねによるものと仮定し、定常性能試験結果からデータを数式化して用いている。主な仮定は以下の通りである。

- (a) 筒内サイクルは筒内空気過剰率により燃焼効率が制限され、残りの燃料は未燃のまま、あるいは熱損失として系外に放出されるものとする。
- (b) 給気管および排気管は集中定数系として取り扱い、筒内とのガス交換は連続流として取り扱う。
- (c) 排気ターボ過給機コンプレッサおよびタービンの特性は、単独試験結果を簡略数式化した値を用いた。

以下に、過渡特性計算の各部非定常基礎式を示す（記号の説明は図 4.3.8 参照）。

機関運動：

$$\left(I_E + \frac{M_B r^2}{\eta m_T^2 m_F^2} \right) \frac{d\omega_E}{dt} = T_E - T_D \quad (4.3.1)$$

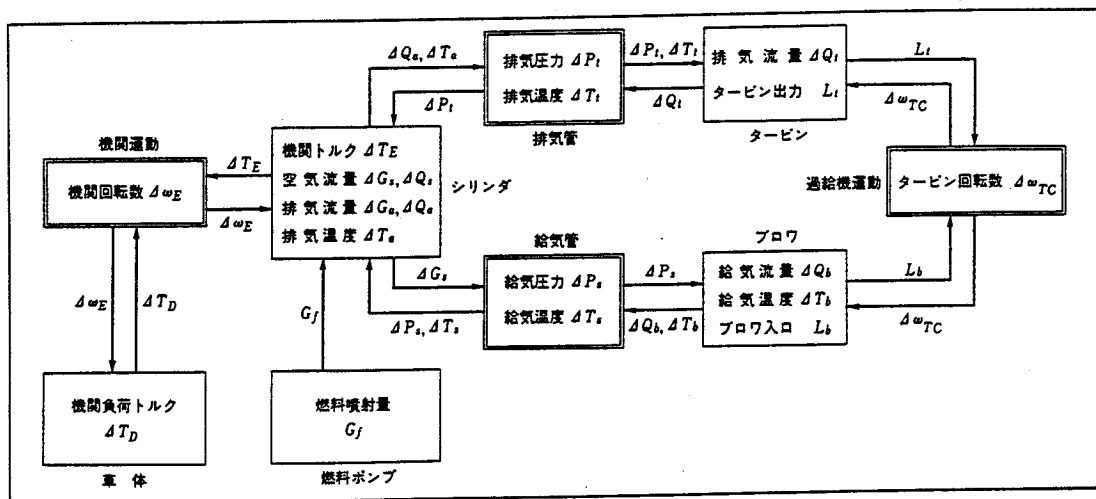


図 4.3.8 過渡特性計算プログラムフローチャート

排気ターボ過給機運動：

$$I_{TC} \frac{d\omega_{TC}}{dt} = \frac{L_t - L_b}{\omega_{TC}} \quad (4.3.2)$$

排気管熱収支：

$$\frac{dT_t}{dt} = \frac{RT_t}{V_t P_t \times 10^4} (T_a - T_t) Q_a \quad (4.3.3)$$

排気管物質収支：

$$\frac{dP_t}{dt} = \frac{R}{V_t \times 10^4} (T_a Q_a - T_t Q_t) \quad (4.3.4)$$

給気管熱収支：

$$\frac{dT_s}{dt} = \frac{RT_s}{V_s P_s \times 10^4} (T_b - T_s) Q_b \quad (4.3.5)$$

給気管物質収支：

$$\frac{dP_s}{dt} = \frac{R}{V_s \times 10^4} (T_b Q_b - T_s Q_s) \quad (4.3.6)$$

ここで、式(4.3.1)の I_E はエンジンの運動部分の慣性質量、 $M_B r^2 / \eta m_T^2 m_F^2$ は車体の等価慣性質量 (M_B :車体質量、 r :タイヤ半径、 η :減速機伝達効率、 m_T :減速比、 m_F :終減速比)、式(4.3.2)の I_{TC} は過給機ロータの慣性質量を示し、式(4.3.3)~(4.3.6)の V_t および V_s はそれぞれ排気管および給気管の容積を示す。

図4.3.7のフローチャートにおいて、燃料噴射量 G_f の増大によりエンジンから排出された排気温度 T_a が上昇し、式(4.3.3)および式(4.3.4)に従って排気圧 P_t および排気管内の排気温度 T_t が上昇する。その結果、排気タービン出力 L_t が増大し式(4.3.2)に従った排気ターボ過給機回転角速度 ω_{TC} の上昇と共に、コンプレッサー給気流量 Q_b が増大する。それによって、式(4.3.5)および式(4.3.6)に従い給気圧 P_s の上昇が生じ、筒内の空気過剰率 λ が上昇する。また同時に、式(4.3.1)に従って出力トルク T_E の増大と共に、エンジン回転角速度 ω_E が上昇していく。燃料噴射量 G_f は、定常試験結果からエンジン回転角速度 ω_E の関数として与えられており、 G_f のうちの λ によって決まる燃焼効率分だけが、有効な出力トルク T_E として出力されることになる。

図4.3.9に実線にて、本計算プログラムによる計算結果を、時々刻々のエンジン回転角速度 ω_E を横軸として示した。縦軸にはエンジン出力トルク T_E 、給気圧 P_s 、排気ターボ過給機回転角速度 ω_{TC} 、および筒内空気過剰率 λ を示している。計算は、先の過渡特性試験

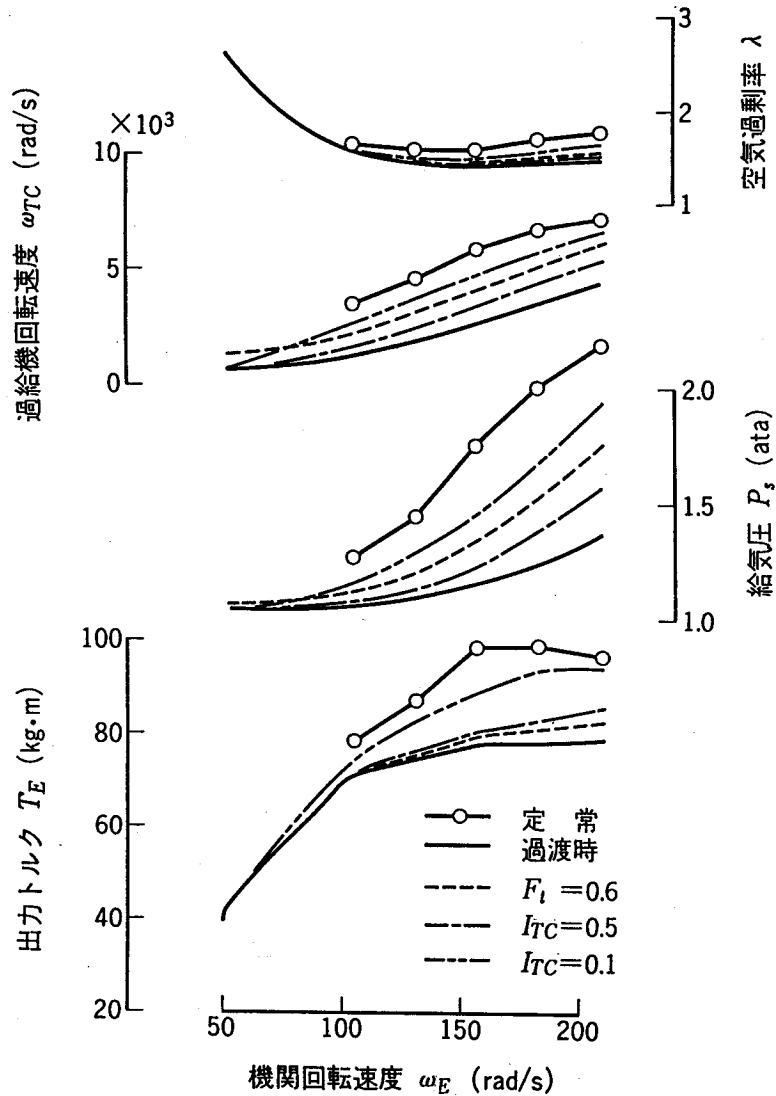


図 4.3.9 過渡特性計算結果

の1速発進時とほぼ同一の条件にて、エンジンのアイドル回転状態から燃料噴射量 G_f を増大し、設定エンジン回転角速度までの加速を一回だけ行ったものである。また、図中の○印は、計算ループ中の非定常部 [式(4.3.1)～式(4.3.6)の左辺] を0とした定常性能を示す。過渡時には式(4.3.2)～式(4.3.6)の応答遅れにより、先に示した過渡特性試験結果と同様に、定常状態に比べて排気ターボ過給機回転角速度 ω_{TC} および給気圧 P_s の上昇遅れが生じている。その結果、図に示すように、過渡時の空気過剰率 λ は定常時よりも低下し、燃焼効率が悪化した分だけエンジンの出力トルク T_E は定常トルクよりも低くなる状況が計算されている。

(2) 過渡応答性改善の可能性の検討

先の実機過渡特性試験の結果からも明らかになったように、排気ターボ過給エンジンの

応答遅れは、主として排気ターボ過給機回転数の加速遅れによる給気圧の上昇遅れによるものである。そこで、その応答性改善策として、(a)排気タービンのノズルを絞り排気エネルギーの増大を図る、(b)過給機ロータの慣性質量を低減する、ことにより、過給機回転速度の上昇を促進した場合の効果につき、過渡特性計算プログラムを用いて検討した。

a) 排気タービンノズル絞り F_t

図 4.3.9 に破線にて、排気タービンのノズル面積 F_t を標準値に対して 60% に絞った場合 ($F_t = 0.6$) の計算結果を示す。実線の標準の場合に比べて、過給機回転角速度 ω_{TC} および給気圧 P_s の上昇は改善され、その結果過渡時の筒内空気過剰率 λ も向上していることが分かる。しかし、このときの出力トルク T_E の改善は非常に小さい。

図 4.3.10 に、過渡時の排気圧 P_t と給気圧 P_s の差 ($P_t - P_s$) および、これによって生じる給排気行程中のポンプ損失を差し引いた、筒内燃焼サイクルだけによる出力トルク T_E^* の計算結果を、図 4.3.9 と同様に時々刻々のエンジン回転角速度 ω_E に対して示した。ここで、ポンプ損失は ($P_t - P_s$) が大きいほど大きい値となる。○印は同じく定常時の計算結果である。標準のタービン絞り (実線) の場合にも、過渡時には給気圧 P_s に比べて排気圧 P_t の上昇が大きく、定常時に比べてポンプ損失は増大しているが、タービンを絞った破線の $F_t = 0.6$

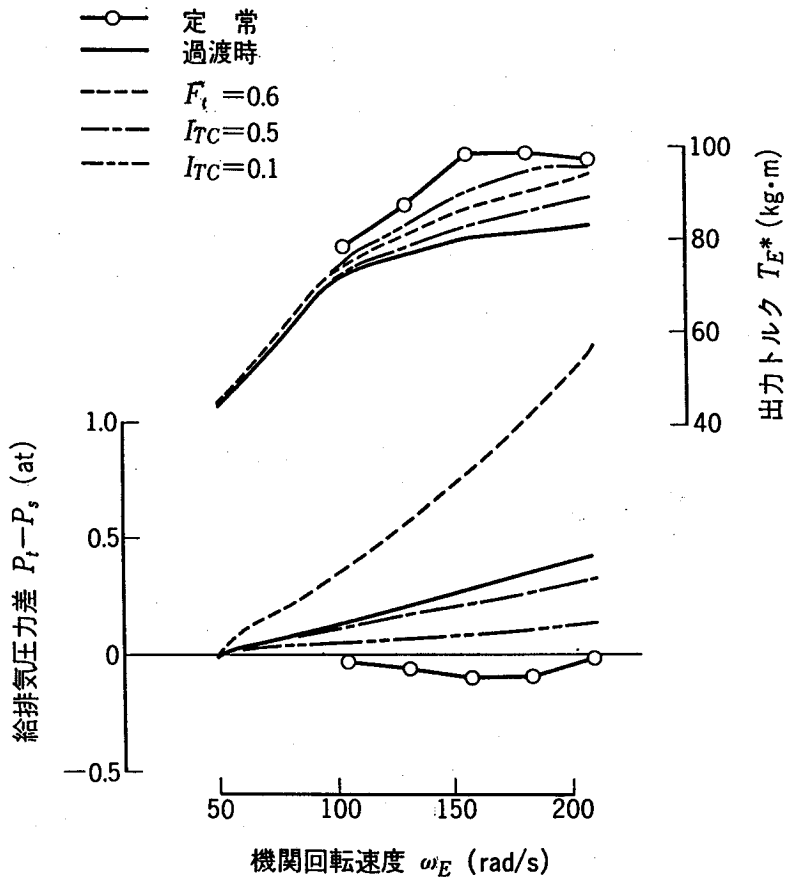


図 4.3.10 過渡時給排気行程ポンプ損失計算結果

の場合、 P_t の上昇が非常に大きく、給排気行程中のポンプ損失が大幅に増大しているために、 λ の向上による T_E^* の増大にも係わらず図4.3.9に示したように、過渡時の出力トルクの改善はほとんど得られないことが分かる。

図4.3.11に、排気タービンノズルを絞った場合(破線 $F_t=0.7$)の実機の過渡特性試験結果を、標準のノズル絞り(実線 $F_t=1.0$)の場合と比較して示した。また、先の図4.3.6(b)に、このときの給気圧 P_s 、排気圧 P_t および排気ターボ過給機回転数 N_{TC} を示す。各変速比とも給気圧 P_s の上昇に比べて、タービンを絞ったことによる排気圧 P_t の上昇が非常に大きく、計算結果にて示したように給排気行程ポンプ損失が増大するために、出力トルク T_E はほとんど改善されていない。

以上のことから、タービンを絞って排気エネルギーの増大により排気ターボ過給機の加速仕事を増しても、過渡時の出力トルクの改善効果は少ないことが分かる。

b) 排気ターボ過給機ロータ慣性質量 I_{TC}

図4.3.9に一点鎖線および二点鎖線にて、排気ターボ過給機ロータの慣性質量を標準(実線)のそれぞれ50% ($I_{TC}=0.5$) および10% ($I_{TC}=0.1$) と小さくした場合の計算結果を示す。 I_{TC} を小さくするほど、排気ターボ過給機回転角速度 ω_{TC} および給気圧 P_s の上昇遅れは小さくなり、出力トルク T_E が増大していることが分かる。また、図4.3.10に示した給

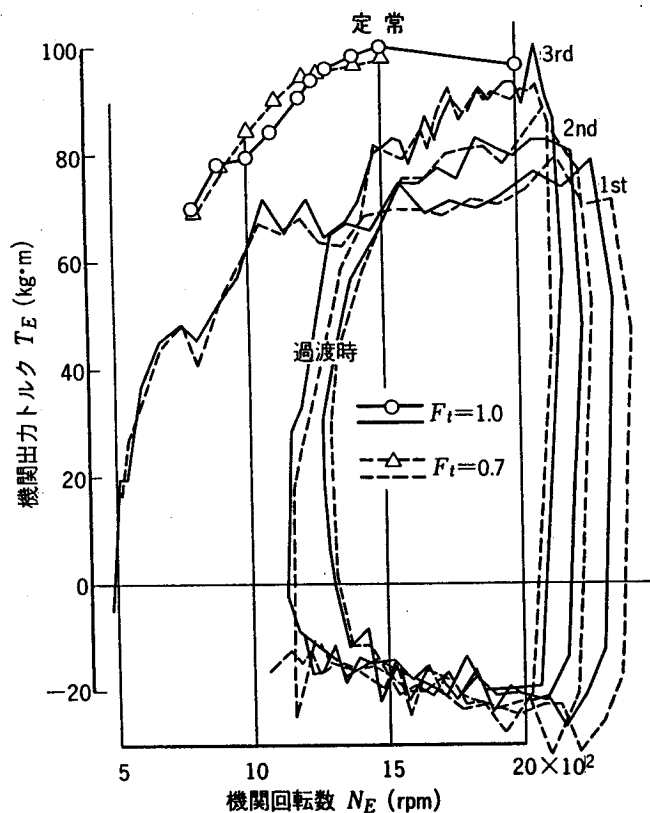


図4.3.11 タービン絞り面積変化時の過渡トルク特性の比較

排気行程ポンプ損失 ($P_1 - P_2$) も標準 (実線) に比べて小さくなっており、排気エネルギーによる排気ターボ過給機の加速仕事が低減されていることが分かる。

このことから、排気ターボ過給機慣性質量低減による過渡特性の改善効果は大きく、特に I_{TC} を標準の 1/10 まで低減できれば、ほぼ定常特性なみの過渡トルク特性が得られることが分かる。

以上述べたように、本節では排気ターボ過給エンジンの過渡応答性改善につき、主として給排気系の応答遅れに着目した改善策として、タービン絞りによる排気エネルギーの増大と、過給機慣性質量の低減による加速仕事の減少の効果を検討した結果、前者は給排気行程ポンプ損失の増大により出力トルクとしての応答性改善効果はほとんど期待できないが、後者、すなわち排気による過給機の加速仕事を低減することは、応答性改善に有効であることを明らかにできた。

現状にて、車両用排気ターボ過給エンジンに採用されている過給機は、小形大風量化の努力がなされ、過給機のマッチング技術の一つとして相当の改善が行われている。また、その他にもここで明らかにしたように、排気圧力の上昇を伴うことなく過給機回転速度の上昇を得るため、補助手段による過給機の加速なども含めて改善の可能性追求が必要であり、このことが今後の車両用過給エンジンの普及に大きく貢献するものであると考える。

4.3.5 まとめ

車両用排気ターボ過給エンジンの過渡応答特性の解明ならびにその改善を目指し、実機過渡特性試験による定量的評価ならびに過渡特性計算プログラムによる改善策の検討を実施し、以下のことを明らかにすることができた。

- 1) 排気ターボ過給エンジンは、過渡時に過給機回転の加速遅れによる給気圧の上昇遅れが大きく、発進加速時には定常時に比べて 25% もの出力低下があり、これが無過給エンジンに比べて応答性の点で劣る原因となっている。
- 2) この過給機加速遅れの改善策の一つとして、排気タービンノズル絞りによる排気エネルギーの増大につき検討したが、ノズルを絞ることにより、給気圧に比べ得て排気圧の上昇が非常に大きくなって、給排気行程中のポンプ損失の増大により過渡時出力トルクの改善はほとんど得られない。
- 3) 排気ターボ過給機ロータの慣性質量を低減し、排気による過給機の加速仕事を減少させることによる改善効果は大きい。今後、各種補助手段による過給機の加速なども含めて、さらにその改善を検討してゆく必要があると考える。

4.4 むすび

排気ターボ過給技術のより一層の高度化によるエンジンの高性能化を目指し、1) エンジンのさらなる高効率化を図るための排気エネルギーのより積極的な有効利用技術の構築、

ならびに、2)特に中高速エンジンにおいて、排気ターボ過給化の拡大の妨げとなっている排気ターボ過給エンジンの動特性の解明ならびにその改善、について取り組んだ。

排気エネルギーのより積極的な有効利用技術構築については、排気ターボコンパウンドサイクルの基本特性ならびに排気エネルギー回収特性について明らかにし、これら特性を十分生かすことによるエネルギー回収率向上策をターボコンパウンド実験機関に適用した。その結果、ターボコンパウンドサイクルは、サイクル最高圧力 P_{max} を高めることなく高出力化を可能にする基本特性をもっており、かつ、排気系の高圧力比化によるブローダウンロスの低減やエンジンの低空気過剰率化による排気温度の上昇によりエネルギー回収率の向上が得られ、この特性を生かすことにより低燃料消費率化と高出力化を同時に実現できる等の諸特性を明らかにした。また、排気ターボコンパウンド実験機関にこれら特性を適用し、従来の排気ターボ過給システムに比べ大幅な低燃料消費率化を実現できた。

つぎに、車両用排気ターボ過給エンジンの過渡応答特性の解明ならびにその改善については、実機過渡特性試験による定量的評価ならびに過渡特性計算プログラムによる改善策の検討を実施した。その結果、排気ターボ過給エンジンは、過渡時に排気ターボ過給機回転の加速遅れによる給気圧の上昇遅れが大きく、発進加速時には定常時に比べて 25%もの出力低下があること、また、その改善策としては、排気ターボ過給機ロータの慣性質量の低減が有効であり、排気による排気ターボ過給機の加速仕事を減少させることによる改善効果は大きい、こと等を明らかにした。

参考文献

- (1) Leising, C. J., ほか 1 名, *SAE paper 780686* (1978).
- (2) Bryzik, W., ほか 2 名, *SAE paper 830314* (1983).
- (3) Toyama, K., ほか 2 名, *SAE paper 831345* (1983).
- (4) 磯村・表原, 三菱重工技報, 3-5 (1966), 448.
- (5) 葉山・小泉, 内燃機関, 9-8 (1970), 11.
- (6) Ledger, J. D. and Walmsley, S., *SAE paper 710177* (1971).
- (7) Benson, R. S., ほか 3 名, *SAE paper 730666* (1973).
- (8) Benson, R. S., ほか 2 名, *ASME 76-WA/DGP-1* (1976).
- (9) Watson, N. and Marzouk, M., *SAE paper 770123* (1977).
- (10) Winterbone, D. E., ほか 2 名, *SAE paper 770124* (1977).
- (11) Ghuman, A. S., ほか 2 名, *ASME 77-DGP-5* (1977).
- (12) Goyal, M. R., *ASME 78-DGP-11* (1978).
- (13) Ledger, J. E., ほか 2 名, *SAE paper 730665* (1973).
- (14) Ledger, J. E., ほか 2 名, *Proc.I.Mech.E.*, 187 (1973).
- (15) 串山・ほか 2 名, 機械学会論文集, 31-230, (第 2 部) (1965), 1539.

第5章 ディーゼルエンジン筒内熱損失の解析

5.1 まえがき

ディーゼルエンジンの燃焼室壁への熱負荷予測は、現状では筒内圧力データから求める筒内平均ガス温度と、熱伝達率を表現する実験式^{(1)~(4)}から予測する手法がとられてきている。しかし、この予測では燃焼室の各場所での熱負荷の空間分布は規定できない、また噴霧火炎やスワールの影響を評価できないなど問題が多く、近年の高出力エンジンの設計に対しその適用可能性には限界がある。一方、エンジンの低燃費率化のためには熱損失低減が重要であり、燃焼室内の空間的・時間的な熱損失の評価手法の構築が求められている。これまではスワール、噴霧などのパラメータを変えたときの筒内圧力の計測結果を用いて受熱率の解析を行っているが、燃焼による熱発生と熱損失を分離して評価することは不可能であった。

エンジンの燃焼室内非定常熱伝達に関しては、これまでも解析や計測を含め数多くの研究がなされてきているが^{(5)~(11)}、エンジン内部で生じている非定常伝熱現象の把握・解明、さらにはこれらをベースにした予測解析技術に関しては、複雑な燃焼・流動現象とも不可分の現象であることから、飛躍的な技術展開が見られないという状況にある。すなわち、計測技術に関しては、各種非定常熱流束計測手法に関する取り組みならびに現象把握の進展は見られるものの、ディーゼルエンジンの各種燃焼条件をパラメータとした系統的な筒内非定常熱伝達の計測実験はほとんどなされていない。一方、予測技術に関しても、現状では燃焼室壁部材と筒内作動ガスとの間の熱授受は、それらの温度差と実験式^{(1)~(4)}で表される熱伝達率の積により算出推定される手法がとられてきているが、例えば、断熱エンジンに於けるような高壁温下では熱伝達率は従来エンジンよりも高くなるという実験結果⁽¹²⁾があり、このような特性は従来の熱伝達率の実験式では説明できない。これは、筒内ガスの壁面近傍での温度分布の非定常性が関係するものと考えられるが、現状ではエンジンの筒内非定常熱伝達のメカニズム自体がまだ必ずしも明確にはされていないという状況にある。筒内の熱伝達解析のモデル化や周期熱伝達解析に関しては、小栗⁽¹³⁾、一色⁽¹⁴⁾他の一次元モデルや、池上・西脇ら⁽¹⁵⁾の多次元モデル、さらには数値流動解析を用いた取り組み^{(16)~(18)}等幾つかの数値計算による検討が試みられているが、本研究にて考察を加える壁温度の影響について検討された結果はない。

そこで本研究では、ディーゼルエンジンの燃焼室内の現象を考慮できる熱負荷予測手法の確立、および、熱損失の分離評価を可能とした性能予測手法を構築するための基礎データを得ることを目的として、単筒実験機を用いた各種パラメータに関する系統的な筒内非定常熱伝達の計測実験を行うと共に、各種燃焼条件の筒内非定常熱伝達に及ぼす影響につき定量評価を行うことを特徴とする。またさらに、エンジンの筒内非定常熱伝達のメカニ

ズムの一部を解明することを目的として、エンジンの筒内壁面近傍の圧縮・膨張過程を伴う一次元非定常熱伝導モデルにより筒内非定常熱伝達特性解析計算を実施し、高壁温下での筒内ガス非定常熱伝達特性に関して新たな伝熱メカニズムについて考察する。

5.2 筒内非定常熱伝達の計測

5.2.1 まえがき

エンジンの燃焼室内非定常熱伝達に関しては、これまでも解析や計測を含め数多くの研究がなされてきているが^{(5)~(11)}、エンジン内部で生じている非定常熱現象の把握・解明、さらにはこれらをベースにした予測解析技術に関しては、複雑な燃焼・流動現象とも不可分の現象であることから、飛躍的な技術展開が見られないという状況にある。すなわち、計測技術に関しては、各種非定常熱流束計測手法に関する取り組みならびに現象把握の進展は見られるものの、ディーゼルエンジンの各種燃焼条件をパラメータとした系統的な筒内非定常熱伝達の計測実験はほとんどなされていない。

本研究では、ディーゼルエンジンの燃焼室内の現象を考慮できる熱負荷予測手法の確立および、熱損失の分離評価を可能とした性能予測手法を構築するための基礎データを得ることを目的として、単筒実験機を用いた筒内非定常熱伝達の計測実験を行うと共に、各種

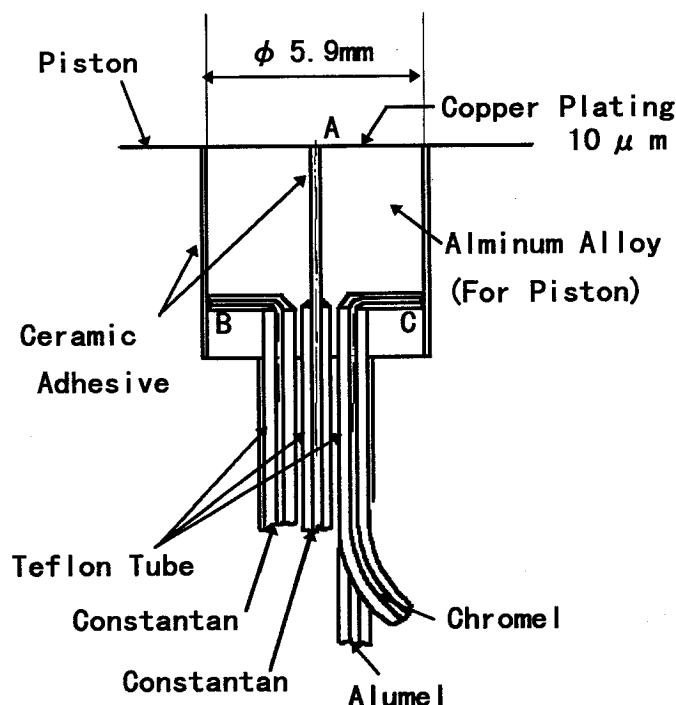


図 5.2.1 ピストン用熱流束センサの構造

燃焼条件の筒内非定常熱伝達に及ぼす影響につき定量評価を行なう。

5.2.2 実験装置および方法

エンジンの筒内非定常熱流束を計測する熱流束センサは、これまでも多くの研究者により自製して使用されてきている^{(5)~(11)}。これらを参考にして、本研究にて製作したピストン用非定常熱流束センサの構造を図 5.2.1 に示す。センサは原理的にはピストン用アルミ合金とコンスタンタンによる熱電対で、表面温度変動に追従する熱接点 A と、ほぼ一定温度の冷接点 B の温度差による熱起電力を計測する。熱接点 A は $10\ \mu\text{m}$ の厚さの無電解銅メッキにより母材であるピストン用アルミ合金とコンスタンタンを電気的に接合して形成している。熱接点 C はクロメル・アルメル熱電対で、冷接点 B と等価な位置に設置されており、その箇所の温度の絶対値を計測している。シリンダヘッドおよびシリンダライナの熱流束センサは、母材に純鉄を用いていることを除いて、図 5.2.1 と同様の構造である。

センサ表面から $10\ \mu\text{m}$ 厚さの銅メッキ膜を介した計測点 A までの深さによる温度変動の各次数成分の振幅の減衰と遅れを一次元半無限体の熱伝導を仮定して計算した結果、振幅の減衰や位相の遅れは、本実験に用いたエンジンの最高回転数 2100min^{-1} に対しては問題にならないことを確認している。

図 5.2.2 に実験に用いた計測系を示す。ピストンからの熱電対素線はリンク装置によって、またシリンダヘッドおよびシリンダライナからはそれぞれ冷却水通路を経てエンジン外部へ導出される。熱接点 A と冷接点 B の温度差による熱起電力信号は直流増幅器で増幅され、エンジンのクランク角度 0.5deg 間隔でミニコンピュータにサンプリングされる。熱接点 C の絶対温度による熱起電力信号はサーモダックで室温補償され、温度に変換されてプリントアウトされる。温度差検出の熱電対素線は、途中の導出経路にて電磁ノイズを防

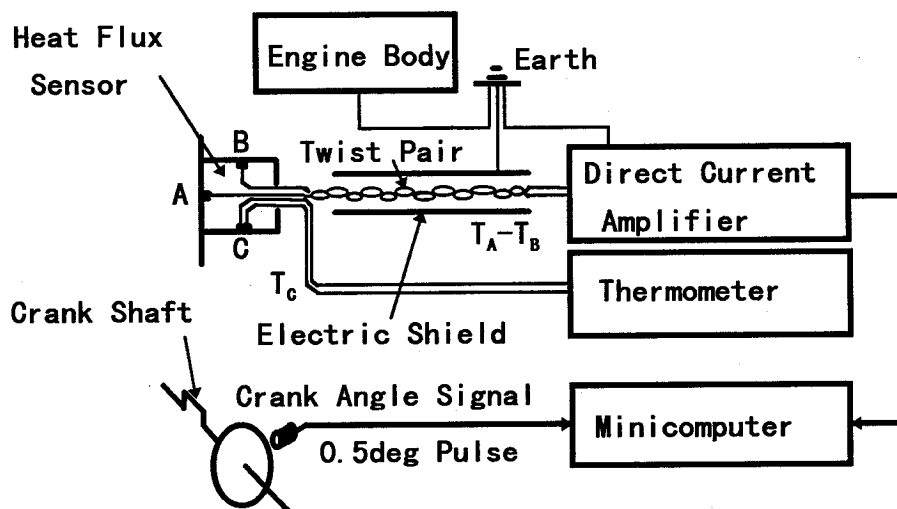


図 5.2.2 非定常熱流束計測システム

止するためにツイストペアとし、磁性体管にてシールドされている。また、エンジン本体および磁性体管、直流増幅器は共通のアースに接続している。

燃焼室壁面表面温度変動は、熱接点 C の絶対温度に接点 A と B の温度差変動を加えて求める。熱起電力から温度差への変換には、熱起電力検定結果を多項式近似したものをを用いて求めた。表面温度変動データは、クランク角毎にエンジンの 50 サイクル分のアンサンブル平均をとったものを用いた。得られた表面温度変動から、一次元半無限体の熱伝導を仮定した次式により、エンジンの一サイクル分 1440 個のデータを用いた 720 次までの調和解析により非定常熱流束を求めた。すなわち、定常周期表面温度変動 T_w 、時間 t 、角速度 ω とすると、

$$T_w = T_m + \sum_{n=1}^N [A_n \cos(n\omega t) + B_n \sin(n\omega t)] \quad (5.2.1)$$

ここで、 T_m は T_w の時間平均成分、 A_n および B_n はフーリエ係数、 n は調和次数を表す。表面から距離 l の位置の温度を T_l 一定とすると、表面での熱流束 Q_w は次式にて求めることができる。

$$Q_w = \frac{k}{l} (T_m - T_l) + k \sum_{n=1}^N \phi_n [(A_n + B_n) \cos(n\omega t) - (A_n - B_n) \sin(n\omega t)]$$

$$, \quad \phi_n = \sqrt{n\omega / 2\alpha} \quad (5.2.2)$$

ここで、 k は母材の熱伝導率、 α は母材の温度伝導度 ($=k/\rho c$ 、 ρ :密度、 c :比熱) である。

解析に用いたセンサ母材の熱伝導率は、レーザフラッシュ法を用いて計測し母材温度の関数として求めたものを用いた。

表 5.2.1 試験エンジン諸元

Type		Water-Cooled 4cycle Single Cylinder Engine
Bore×Stroke	mm	φ 150×160
Stroke Volume	cm ³	2827
Combustion Chamber Diameter	mm	Troidal Type φ 120
Compression Ratio		13.5
Fuel Injection System		Mechanical Unit Injector or Accumulation Type Unit Injector

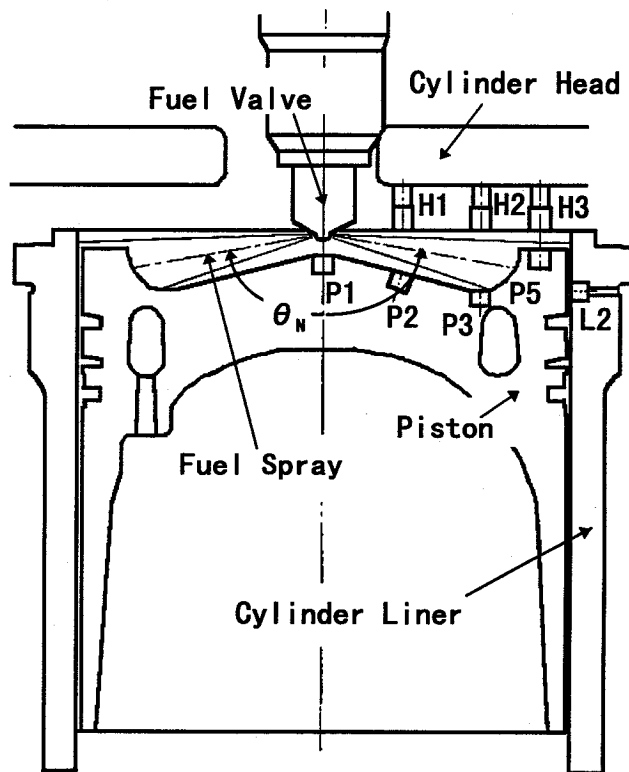


図 5.2.3 非定常熱流束計測位置

供試エンジンはシリンダ直径 150mm、ストローク 160mm、最高回転数 2100min^{-1} の単気筒高速 4 サイクルディーゼルで、その主要諸元を表 5.2.1 に示す。燃焼方式は直接噴射式であり、燃焼室形状は口径 120mm のトロイダル燃焼室である。燃料噴射系は、ジャーク式または蓄圧管制弁式のユニットインジェクタを用いている。使用した燃料は軽油である。

燃焼室内非定常熱流束の計測点を図 5.2.3 に示す。ピストン (P1~P3, P5)、シリンダヘッド (H1~H3)、シリンダライナ (L2) の 8 点で、点 L2 を除き同一鉛直平面内に設置しており、また燃料噴射弁の噴口の内の一本はこれらの計測点を含む面に一致させるようにその方向を設定した。噴口角 θ_N は、図に示すように鉛直断面での噴口の開き角である。

5.2.3 実験結果と考察

実験は、供試エンジンの回転数 N_E 、毎回の燃料噴射量 q 、給気条件 (圧力 P_S 、温度 T_S) を設定の後、定常運転にて行った。図 5.2.4 に測定点 P1、P2、P3、および P5 での熱流束計測センサによる表面温度変動 $\Delta T_w = T_w - T_i$ (T_w : 図 5.2.1 の点 A の温度、 T_i : 同点 B の温度) の計測結果およびこれから求めた熱流束解析結果 Q_w の例をそれぞれ実線および破線で示す。横軸のクランク角度は、圧縮行程上死点を 0degATDC として示している。 ΔT_w は、1 サイクル中最大約 20K 程度の変動を示しており、表面熱流束は圧縮上死点後の燃焼が生じている

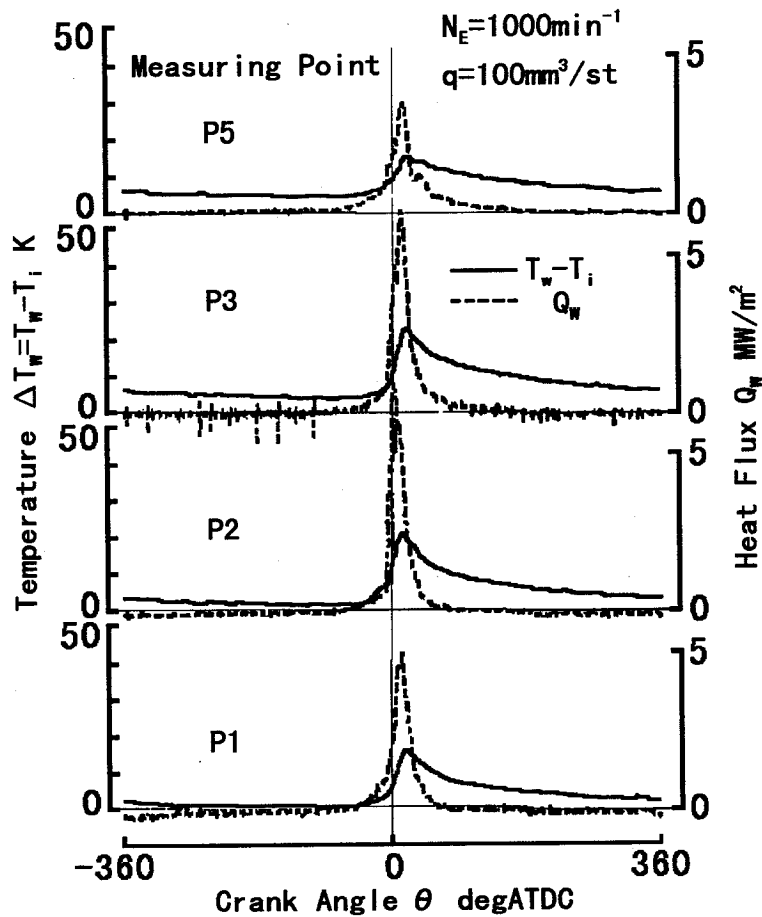


図 5.2.4 壁温および熱流束計測結果の例

と思われるクランク角度付近で大きくなっていることがわかる。

筒内非定常熱流束に及ぼす各種燃焼条件の影響を評価するために、給気のスワール比 $(S/R)_m$ 、燃料噴射圧力 P_f 、燃料噴射弁噴口（径 d_N 、数 n ）、燃料噴射時期 θ_{inj} をそれぞれ変化させて実験を行った。ここで、スワールの強さを表すスワール比 $(S/R)_m$ は、吸入空気の旋回流をエンジン 1 回転当たりの旋回回数として表現したもので、給気弁部に制御板を設け、その設定位置を変えたものに対してあらかじめシリンダヘッド単独にて定常流下で計測した。また、燃料噴射圧力 P_{fN} の変更は、蓄圧管制弁式燃料噴射系の蓄圧圧力の設定を変化させて行った。

(1) スワールの影響

図 5.2.5 に、スワール比 $(S/R)_m$ が異なる場合のピストンおよびシリンダヘッド各部の非定常熱流束 Q_w について、第 5.2.2 節で示した方法で測定した結果をエンジンのクランク角度 θ を横軸として示す。エンジン回転数 N_E は 1000 min^{-1} 、毎回の燃料噴射量 q は $300 \text{ mm}^3/\text{st}$ 、給気圧力 P_S は 241 kPa 、給気温度 T_S は 323 K である。また、燃料噴射系は、ジャーク式ユニ

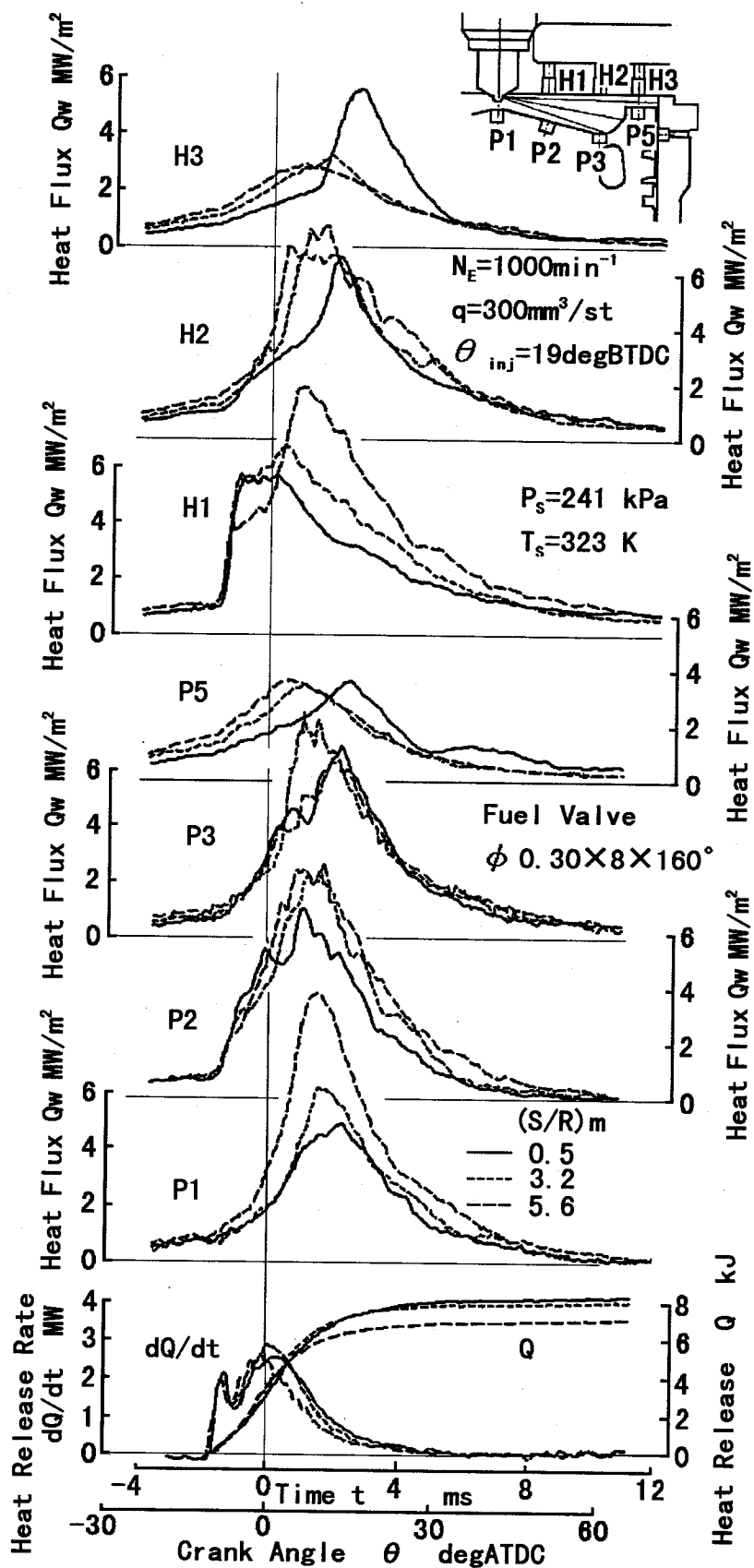


図 5.2.5 非定常熱流束に及ぼす筒内スワールの影響 (高負荷の場合)

ットインジェクタを用いており、燃料噴射弁の噴口径、噴口数、噴口角はそれぞれ $\phi 0.3\text{mm}$ 、8穴、 160° である。図の最下段に示した受熱率 dQ/dt は、筒内圧力の計測値から算出したもので、燃焼による熱発生から燃焼室壁への熱損失を差し引いた値に相当するものである。

図 5.2.5 の P1~P3 および P5 より、ピストン中央の測定点 P1 では、燃焼期間中の熱流束は、スワール比が大きいほど大きい値となっていることが分かる。これは、スワールが強いと、燃焼自体も活発化されるが、遠心力場で高温ガスが燃焼室中央に集中することによるものと考えられる。燃焼室キャビティ底の点 P3 では、スワール比による熱流束の差は小さい。これは、スワール強さによらず噴霧火炎の壁面への干渉の影響が支配的であることによるものと推定される。ピストン頂面外周の点 P5 では、圧縮行程および燃焼期間前半においてはスワール比が大きいほど熱流束が大きい、燃焼期間後半では、スワール比が小さい方が熱流束が大きい。燃焼期間前半までは旋回流速の影響が支配的であるが、その後は、スワールが強いと噴霧火炎のピストン外周部への流出が抑制されるのに対し、スワールが弱いと噴霧火炎があまり拡散せず、真っ直ぐにピストン頂面に流出してくることによるものと推定される。

図 5.2.5 の H1~H3 はシリンダヘッド各部の非定常熱流束で、点 H1、H2、H3 が各々ピストンの点 P2、P3、P5 の対面に位置する。スワール比に対する変化傾向としてはピストンとほぼ同様であるが、燃焼室外周部の点 H3 で、低スワール時膨張行程初期のクランク角度 20degATDC 付近に熱流束の大きなピークが生じている。これは、ピストンの下降時に生じる逆スキッシュにより、ピストンキャビティから流出した火炎が、シリンダヘッド面へ巻き上げられていることによるものと推定される。

また、図 5.2.5 において、ピストン側の点 P2 およびその対面に位置するシリンダヘッド側の点 H1 では、他の計測点と比べて、燃焼開始直後の熱流束に急峻な立ち上がりが見られることが特徴的である。この時期は、燃料噴霧の着火直後の受熱率がピークをもつ予混合燃焼期間に対応しており、着火位置が点 P2 および点 H1 近傍であると思われる。

図 5.2.6 には、図 5.2.5 に比べて毎回の燃料噴射量 q を $100\text{mm}^3/\text{st}$ と少なくした場合の非定常熱流束を示す。給気条件は図 5 と同一である。ピストン中央の点 P1 でも、燃料噴射量の多い図 5.2.5 の場合程にはスワール比による熱流束の差は顕著ではなく、外周部の点 P5 および点 H3 では、常にスワール比の大きい方が熱流束が大きい。噴射量の多い場合と比較して、噴霧火炎の壁面への干渉の影響が小さく、旋回流による対流熱伝達の増加が支配していることによるものと推定される。また、噴射量の多い場合と同様に、点 P2 およびその対面の点 H1 での燃焼開始直後の熱流束の急峻な立ち上がりが見られる。

(2) 燃料噴射圧力の影響

図 5.2.7 に、燃料噴射圧力を変えた場合の、シリンダヘッドの非定常熱流束の比較を示す。エンジン回転数 N_E は 1200min^{-1} 、毎回の燃料噴射量 q は $350\text{mm}^3/\text{st}$ 、給気圧力 P_S は 190kPa 、給気温度 T_S は 323K 、スワール比 $(S/R)_m$ は 0.5 である。この場合の燃料噴射系は蓄圧管制弁式を使用しており、蓄圧圧力を変えることにより、同一の燃料噴射弁（噴口径×噴口数×

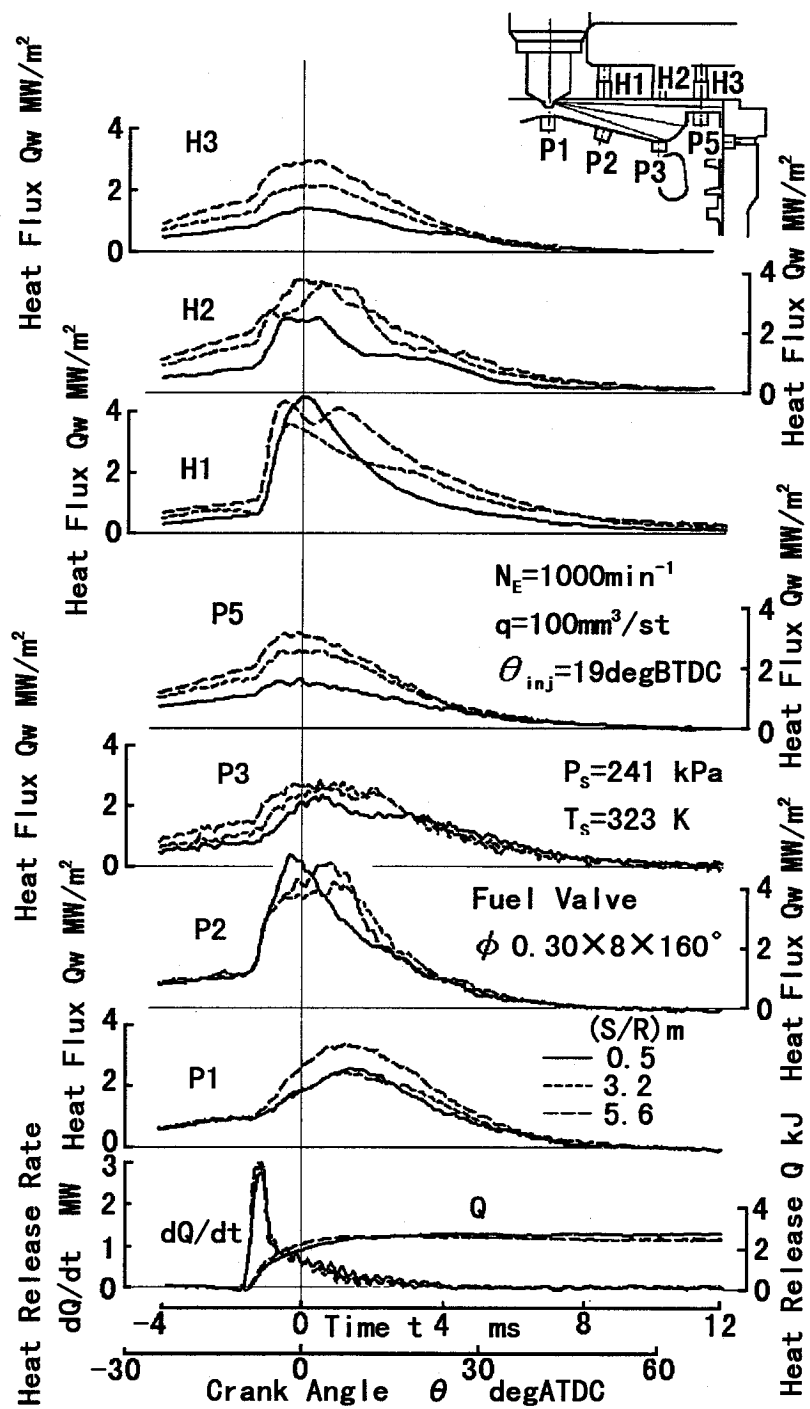


図 5.2.6 非定常熱流束に及ぼす筒内スワールの影響 (低負荷の場合)

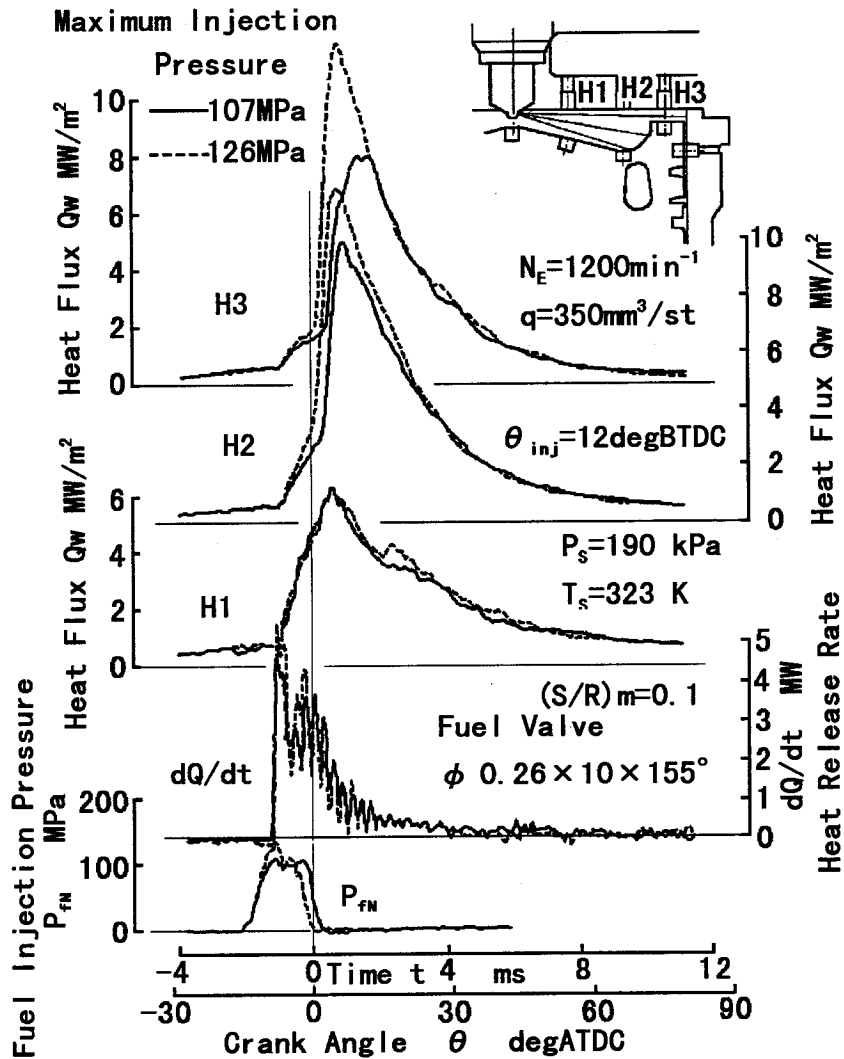


図 5.2.7 非定常熱流束に及ぼす燃料噴射圧力の影響

噴口角 = $\phi 0.26 \times 10 \times 155^\circ$) にて、燃料噴射量を一定に保ちながら燃料噴射圧力のみを変化させている。図の最下段に、受熱率 dQ/dt および燃料噴射圧力 P_{fi} を示している。燃料噴射圧力の最高値はそれぞれ 107MPa および 126MPa であり、燃料噴射圧力を高めると燃料噴射速度は高くなり燃料噴射期間は短くなる。

図より、シリンダヘッドの中央に近い点 H1 では噴射圧力の影響は小さいが、外周部の点 H2 および H3 では、噴射圧力が高いと熱流束の最大値が大幅に増大していることがわかる。これは燃焼期間後半の時期に対応しており、燃料噴射圧力が高いと噴霧の到達距離が伸びることによるものと推定される。

(3) 燃料弁噴口の影響

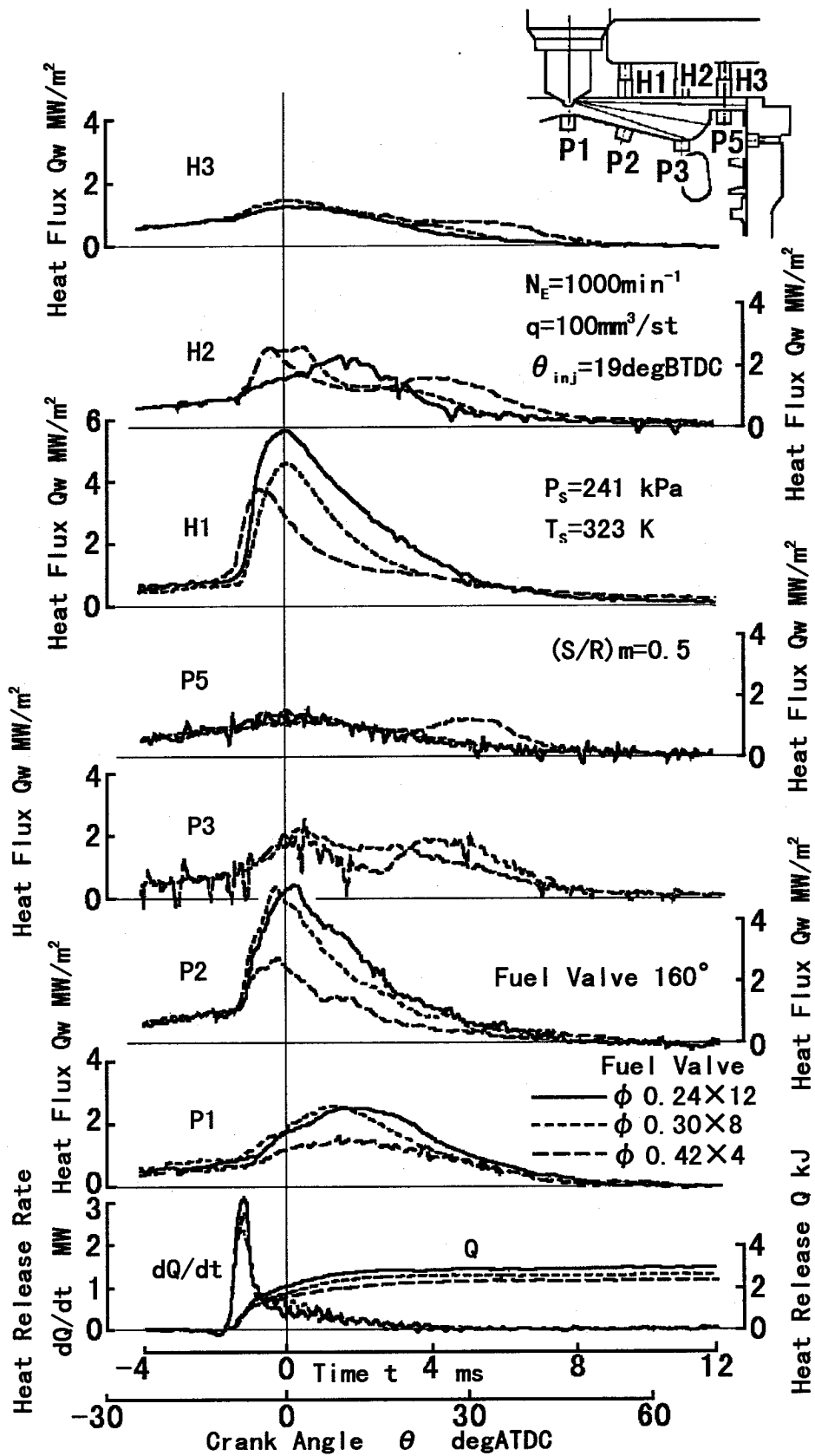


図 5.2.8 非定常熱流束に及ぼす燃料噴射弁の影響

図 5.2.8 に、噴口径および燃料弁噴口数を $\phi 0.24\text{mm} \times 12$ 穴、 $\phi 0.30\text{mm} \times 8$ 穴および $\phi 0.42\text{mm} \times 4$ 穴と変えた場合のピストンおよびシリンダヘッドの非定常熱流束の比較を示す。燃料噴射系はジャーク式のユニットインジェクタを用いているが、いずれの燃料弁も噴口総面積はほぼ等しく、その結果噴射圧力もほぼ等しい設定となっている。噴口角は 160° 一定であり、またこれまでと同様、噴口の内の一本はほぼ熱流束計測点を含む鉛直平面に一致させてある。エンジン回転数 N_E は 1000min^{-1} 、毎回の燃料噴射量 q は $100\text{mm}^3/\text{st}$ 、給気圧力 P_S は 241kPa 、給気温度 T_S は 323K 、スワール比 $(S/R)_m$ は 0.5 である。

図より、燃焼室の中央に近い計測点 P1、P2 および H1 では、小径多噴口数の燃料弁の熱流束が大きいことがわかる。これは、噴口径が小さいと噴霧の到達距離が短くなることに加えて、最下段に示した受熱率の結果からわかるように、噴口数の多い方が着火直後の受熱率が高く、火炎温度も高くなることによるものと考えられる。また、キャビティ底の点 P3 およびその対面の点 H2、さらにはピストン外周頂面の点 P5 およびその対面の点 H3 では、クランク角度の進行と共にそれぞれ対面同志で対応した熱流束の変化を示している。また、燃料噴射弁の違いによる熱流束の大小関係は複雑な変化を示している。これらは、噴口径および噴口数によって噴霧火炎の拡がりや運動が異なることの影響が出ているものと考えられる。

(4) 噴射時期の影響

図 5.2.9 に、他の条件を一定にして燃料噴射時期 θ_{inj} のみを変えた場合の非定常熱流束の比較を示す。エンジン回転数 N_E は 1200min^{-1} 、毎回の燃料噴射量 q は $350\text{mm}^3/\text{st}$ 、給気圧力 P_S は 190kPa 、給気温度 T_S は 323K 、スワール比 $(S/R)_m$ は 0.1 、燃料噴射弁は $\phi 0.26\text{mm} \times 10$ 穴 $\times 155^\circ$ で、燃料噴射系は蓄圧管制弁式を使用している。計測点はシリンダヘッドの点 H2 で、ピストンキャビティ底の対面である。なお、受熱率 dQ/dt とその積算値 Q 、筒内圧力 P_{cyl} 、それから求めた筒内平均ガス温度 T_{cyl} 、および燃料噴射圧力 P_{fN} のクランク角に対する変化も図中に示す。

図より、噴射時期を早めると熱流束の立ち上がりも速まり、そのピーク値も大幅に高くなっていることがわかる。図の筒内平均ガス温度に示されているように、噴射時期を早めると筒内ガス温度が上昇する事が原因であると推定される。しかし、このピーク値の上昇量は、例えば参考文献(1)の従来予測式によるものを大幅に上回る量である。

(5) シリンダライナの熱流束

図 5.2.10 に、シリンダライナ上部の非摺動面上の計測点 L2 の非定常熱流束を、その近傍にあるシリンダヘッド外周面の点 H3 と比較して示す。エンジン回転数 N_E は 1000min^{-1} 、毎回の燃料噴射量 q は $100\text{mm}^3/\text{st}$ 、給気圧力 P_S は 106kPa 、給気温度 T_S は 323K 、スワール比 $(S/R)_m$ は 5.6 である。計測点 L2 は、ピストン上死点の前後のクランク角度にて 29.5° の期間中ピストンにより遮蔽される。遮蔽期間中の熱流束は、燃焼期間の初期に鋭いピークが生じており、シリンダヘッドの点 H3 での熱流束を大きく上回っている。しかし、それ以外の期間は、ピストンによる遮蔽により H3 よりも低い熱流束となっている。この急峻なピー

クは、燃焼開始に伴う急激な筒内圧力上昇により、高温ガスがピストンとシリンダライナの間の狭隘間隙に押し込まれ、ガスの持つ熱エネルギーが急速に壁面に伝達されることによるものと考えられる。また、熱を奪われた狭隘間隙中の低温ガスは、ピストンの下降と共に膨張して更に温度低下するため、図の遮蔽期間後期に見られるように、点L2の熱流束は負の値となり、シリンダライナからガス側に熱が流れている状況が示されている。

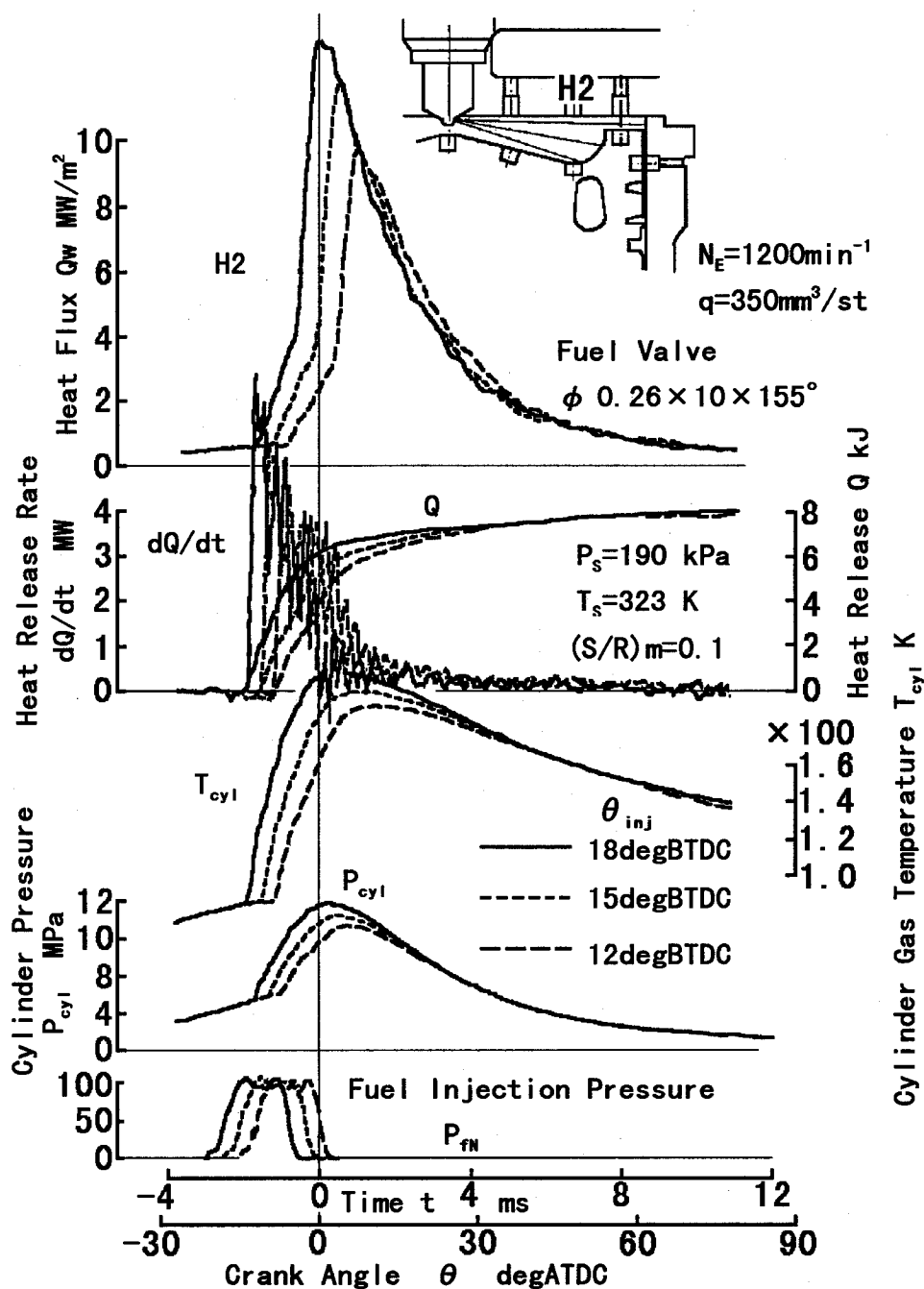


図 5.2.9 非定常熱流束に及ぼす燃料噴射時期の影響

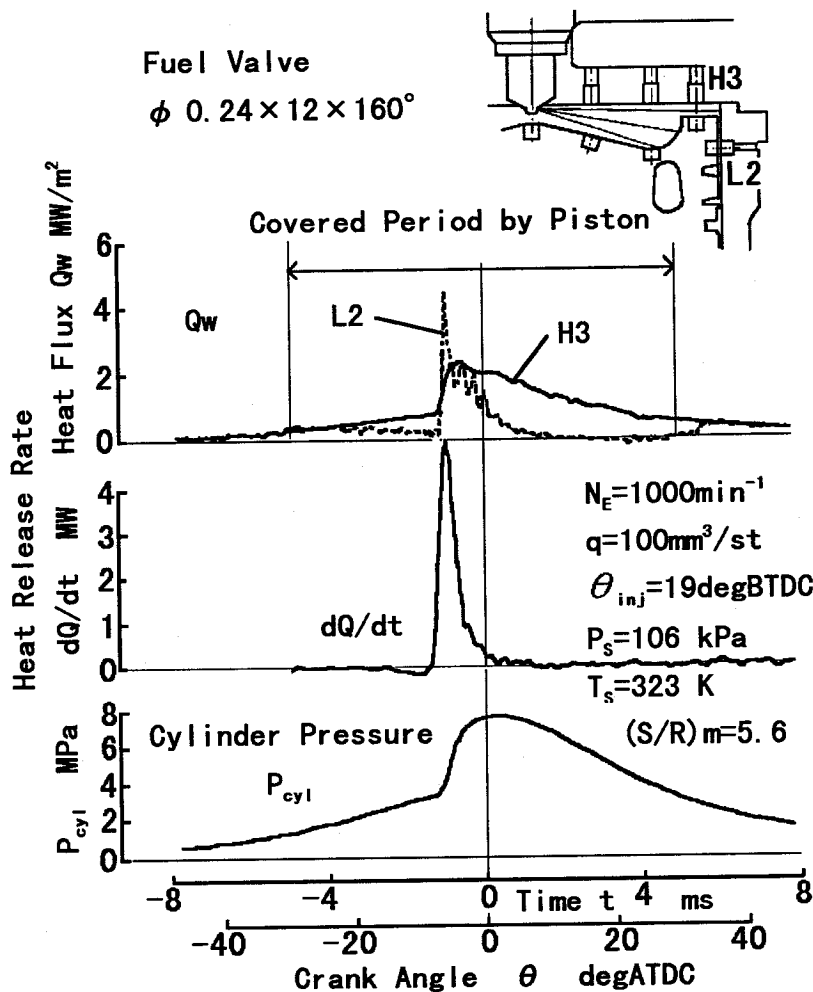


図 5.2.10 シリンダライナ壁面の非定常熱流束

また、この狭隙間隙における急峻な熱損失は、ピストンによる膨張行程初期の筒内ガスの保有する有効な熱量の損失であるので、エンジンの熱効率にも重要な影響を持つものである。

5.2.4 まとめ

ディーゼルエンジンの燃焼室内の現象を考慮できる熱負荷予測手法の確立および、熱損失の分離評価を可能とした性能予測手法を構築するための基礎データを得ることを目的として、単筒実験機を用いた筒内非定常熱伝達の計測実験を行った結果、各種燃焼条件をパラメータとして、その影響を筒内の現象の予測と対応付けて定量的に把握する事ができた。得られた結果を要約すると以下の通りである。

- 1) スワールが強いと、圧縮行程および燃焼期間前半は燃焼室外周部の熱流束が増大し、また燃焼期間中は燃焼室中央部の熱流束が増大する。前者は旋回流速の増大による対流熱

伝達の促進により、また後者は噴霧火炎の挙動によるものと推定される。

- 2) 燃料噴射圧力が高いと、シリンダヘッド外周部の熱流束が増大する。これは、燃料噴霧の到達距離の増大によるものと考えられる。
- 3) 小径多噴口の燃料噴射弁では、大径小噴口の場合と比較して、燃焼室中央部で熱流束が大きい。噴口径が小さいと噴霧の到達距離が短縮されるためと考えられる。
- 4) 燃料噴射時期を早めると、熱流束の最大値が増大する。筒内ガス温度の上昇によるものと推定される。しかし、その増大量は従来の予測式によるものを大幅に上回る量である。
- 5) シリンダライナ上部の熱流束は、ピストンにより遮蔽されている期間中であっても、燃焼期間の初期に急峻な熱流束のピークを生じる。急激な筒内圧力上昇により狭隘間隙に押し込まれた高温ガスの急速な壁面への熱伝達によるものと考えられる。また、この現象はこれまで着目されていなかったが、エンジンの熱効率に重要な影響を持つものと考えられる。

5.3 筒内非定常熱伝達の特性解析

5.3.1 まえがき

燃焼室壁部材と筒内作動ガスとの熱授受はそれらの温度差と、実験式^{(1)~(4)}で表される熱伝達率との積により算出推定される手法がとられてきている。しかし、例えば断熱エンジンに於けるような高壁温下では熱伝達率は高くなるという実験結果⁽¹²⁾があり、このような特性は従来の熱伝達率の実験式では説明できない。これは、筒内ガスの壁面近傍での温度分布の非定常性が関係するものと考えられるが、エンジンの筒内非定常熱伝達のメカニズム自体がまだ必ずしも明確にはされていない。そこで、本節では一次元非定常熱伝導モデルにより、高壁温下での筒内ガス非定常熱伝達特性に関して考察することとする。

筒内の周期熱伝達や多次元モデルによる温度境界層解析に関しては、小栗⁽¹³⁾や池上・西脇⁽¹⁵⁾ほか、幾つかの数値計算による検討が試みられているが、壁温度の影響について検討された結果はない。ここではとくに高壁温下での壁面近傍の高温ガスが圧縮されることにより、より高温となって伝達熱量がかえって増大することを解析的に明らかにした。

5.3.2 計算モデルと計算法

図 5.3.1 は、ピストンの圧縮・膨張行程における筒内ガスの温度変化を模式的に示したものであるが、壁面上のガス温度は壁温 T_w と等しく一定であるとし、他の領域では筒内圧力変動に伴う状態量変化と、これに伴う壁面直角方向の対流ならびに一次元の熱伝導により壁面近傍の温度分布が決まるモデルとする。

すなわち、シリンダ内の圧力変化を伴う空間において、壁面近傍の圧縮性流体に対して以下の仮定を設けて非定常熱伝導計算を行うこととする。

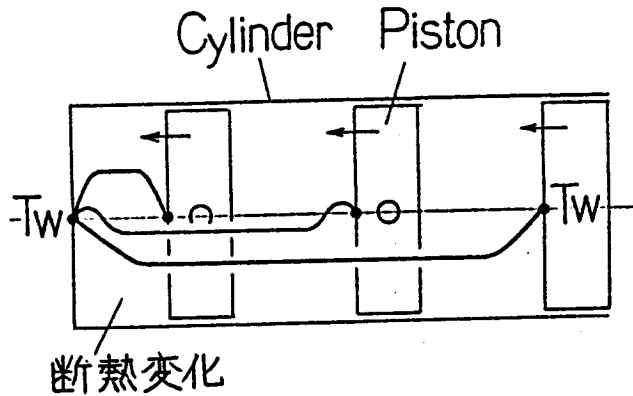


図 5.3.1 筒内一次元非定常熱伝導モデル

- a) 伝熱は壁面と直角方向に一次元の熱伝導のみにより行われ、流れによる熱伝達や輻射はないものとする。
 - b) ガスの運動も壁面と直角な一次元流れとし、乱れのない層状の動きのみであるとする。
 - c) 圧力分布は一様とし、その変化は時間のみの関数であるとする。
 - d) ガスは完全ガスであるとする。
 - e) 壁面の温度変動は無視し、かつ、壁面に接するガス温度は壁面と等しいとする。
 - f) ガスの熱伝導率 λ は解析の簡略化のため絶対温度に比例するものとする。
- 解析に用いる基礎式として、以下の質量、運動量およびエネルギー保存の式を考える。

質量保存式：

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial \rho u}{\partial x} = 0 \quad (5.3.1)$$

運動量保存式：

$$\frac{\partial u}{\partial t} + u \frac{\partial u}{\partial x} = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial P}{\partial x} \quad (5.3.2)$$

エネルギー保存式：

$$\frac{\partial e}{\partial t} + u \frac{\partial e}{\partial x} = -\frac{P}{\rho} \frac{\partial u}{\partial x} + q \quad (5.3.3)$$

ここで、 t : 時間、 x : 壁面からの垂直方向距離、 u : 流速、 ρ : 密度、 P : 圧力、 e : 内部エネルギー ($=c_v T$ 、 c_v : 定容比熱、 T : 温度)、 q : 流体に与えられる単位時間、単位質量当たりの熱量、を表す。

式(5.3.1)～(5.3.3)を実質積分 D/Dt を用いて書き直すと以下となる。

$$\frac{D\rho}{Dt} = -\rho \frac{\partial u}{\partial x} \quad (5.3.4)$$

$$\frac{Du}{Dt} = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial P}{\partial x} \quad (5.3.5)$$

$$\frac{De}{Dt} - \frac{P}{\rho^2} \frac{D\rho}{Dt} = \frac{De}{Dt} + P \frac{D}{Dt} \left(\frac{1}{\rho} \right) = q \quad (5.3.6)$$

式(5.3.6)は熱力学の第1法則を示しており、ガスの状態方程式 $P = \rho RT$ および $e = c_v T$ 、 $c_v = 1/(\kappa - 1)R$ 、 $c_p = \kappa/(\kappa - 1)R$ (ここで、 R : ガス定数、 c_p : 定圧比熱、 κ : 比熱比) を用いると次式を得る。

$$c_p \frac{DT}{Dt} - \frac{P}{\rho^2} \frac{D\rho}{Dt} = c_p \frac{DT}{Dt} - \frac{1}{\rho} \frac{DP}{Dt} = q \quad (5.3.7)$$

ここで、流体に加えらるる熱量 q は熱伝導によるものとして次式で与えられる。

$$q = \frac{1}{\rho} \frac{\partial}{\partial x} \left(\lambda \frac{\partial T}{\partial x} \right) \quad (5.3.8)$$

ここで、 λ : ガスの熱伝導率、である。

次に、以上の式を x 座標の代わりに $(\rho/\rho_0) dx = dz$ とした z 座標にて座標変換する。ここで添え字 0 は任意の一定状態を表す。この z 座標は特定粒子に着目したラグランジュ座標となり、式(5.3.7)での実質積分 D/Dt は $(\partial/\partial t)_z$ に置き換えることができる。すなわち式(5.3.7)は、式(5.3.8)を用いて次式となる (時間微分の添え字 z は省略)。

$$c_p \frac{\partial T}{\partial t} - \frac{1}{\rho} \frac{\partial P}{\partial t} = \frac{1}{\rho_0^2} \frac{\partial}{\partial z} \left(\lambda \rho \frac{\partial T}{\partial z} \right) \quad (5.3.9)$$

温度伝導度 $a = \lambda/(\rho c_p)$ 、定圧比熱 c_p および状態方程式 $\rho = P/RT$ を用いて変形すると、

$$\frac{\partial T}{\partial t} - \frac{\kappa - 1}{\kappa} \frac{T}{P} \frac{\partial P}{\partial t} = \frac{\partial}{\partial z} \left[a \left(\frac{\rho}{\rho_0} \right)^2 \frac{\partial T}{\partial z} \right] \quad (5.3.10)$$

仮定 f) より $\lambda = \lambda_0 (T/T_0)$ とすると、 $a = a_0 (T/T_0)^2 (P_0/P)$ となり、また、仮定 c) の P は一様 ($\partial P/\partial z = 0$) より、

$$\frac{\partial T}{\partial t} - \frac{\kappa - 1}{\kappa} \frac{T}{P} \frac{\partial P}{\partial t} = a_0 \frac{P}{P_0} \frac{\partial^2 T}{\partial z^2} \quad (5.3.11)$$

が導かれる。

式(5.3.11)を差分化して数値積分により解く。境界条件は、

$$z=0 \text{ にて } T=T_w \quad (\text{壁温})$$

$$z=z_n \text{ にて } T=T_\infty \quad (\text{主流温度})$$

とし、圧力 P および主流温度 T_∞ は筒内を断熱変化として次式にて与える。

$$P=P_1(V_1/V)^\kappa$$

$$T_\infty=T_1(V_1/V)^{\kappa-1}$$

ここで、 V は筒内容積、添え字 1 は圧縮初め状態を表す。初期条件は、任意の温度分布を与え、圧縮、膨張過程および $P=P_1$ および $T_\infty=T_1$ に保たれた給排気過程を一つのサイクルとし、これを繰り返して収束計算を行う。

z 軸座標から x 軸座標への変換は $x = \int_0^z (\rho_0 / \rho) dz$ より求め、また壁面での熱流束 $q_{x=0}$ は $q_{x=0} = -\lambda (\partial T / \partial x)$ より算出される。

5.3.3 計算結果と検討

図 5.3.2 は、ピストンの圧縮行程における壁面近傍の温度分布の非定常挙動を模式的に示したものである。まず実線にて示されるような温度分布を持った状態から、ピストンの動きによる筒内圧力上昇によって、ガスは点線にて示されるように温度上昇し、続いて温度勾配に伴う熱伝導 dQ が生じる。その結果、温度分布の途中に一点鎖線のような歪みが生じてくるのが理解できる。

図 5.3.3 に、壁温 $T_w=500\text{K}$ 、 750K および 1000K での、クランク角度毎の壁面近傍の温度分布の変化を、ラグランジェ座標位置 z を横軸にして示した。図の上半分がクランク角度

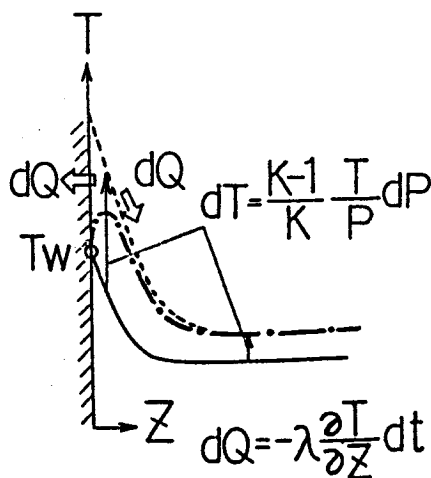


図 5.3.2 壁面近傍温度分布の非定常挙動

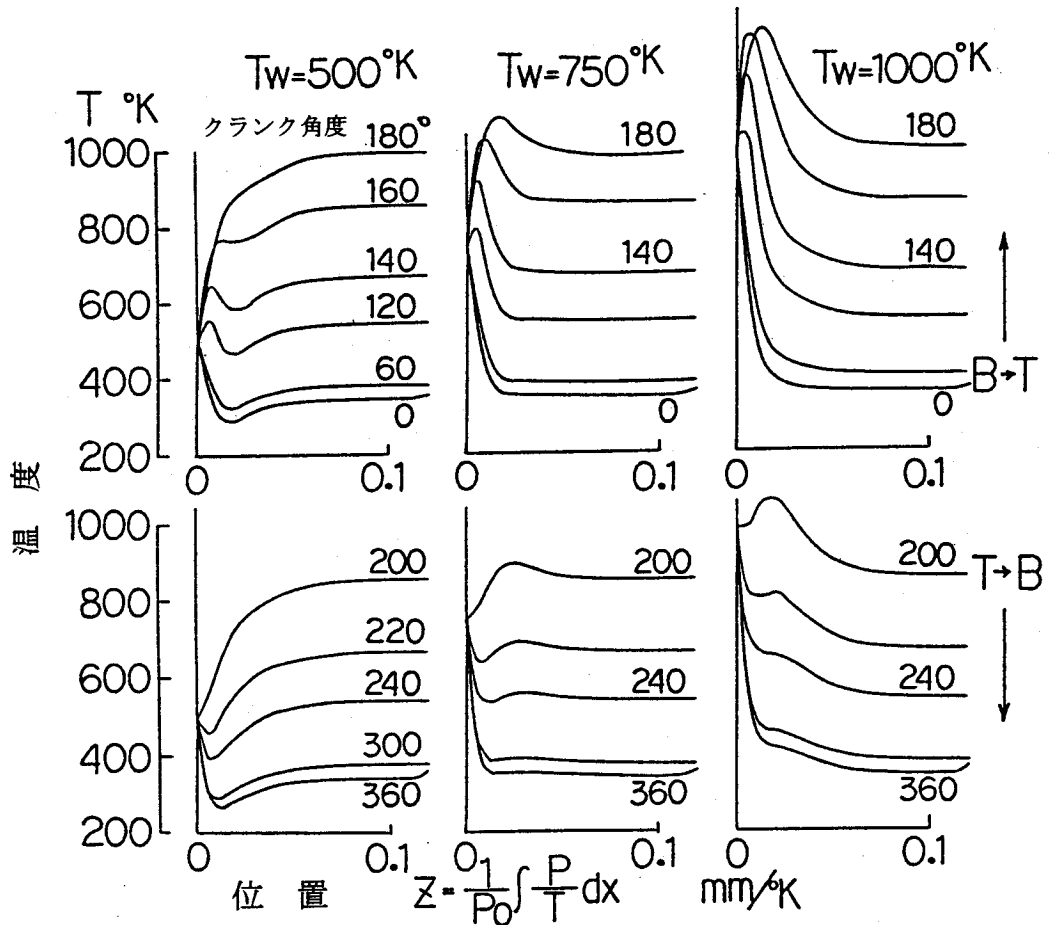


図 5.3.3 一次元非定常熱伝導モデル計算結果

0deg (下死点 BDC) から 180deg (上死点 TDC) までの圧縮行程 (B→T)、下半分が 180deg (上死点 TDC) から 360deg (下死点 BDC) までの膨張行程 (T→B) を示している。図より、圧縮および膨張過程の途中に、圧力変化と伝熱により複雑な温度分布が生じていることが分かる。

ところで、図 5.3.2 に示したように、ピストン圧縮行程の圧力上昇時に生じる断熱圧縮による温度変化 $dT = (\kappa - 1) / \kappa (T/P) dP$ は温度 T に比例することから、壁面近傍の温度変化は壁温 T_w が高ければ高いほど大きくなる。また、その変化速度が、熱伝導により温度の均一化がなされる速度に対して速ければ速いほど、すなわち圧力の時間変化が急峻であればあるほど、壁面近傍の温度境界層内の温度ピークが高くなることが分かる。

図 5.3.4 に各壁温 T_w に対して、下死点 (BDC) および上死点 (TDC) 時の壁面近傍におけ

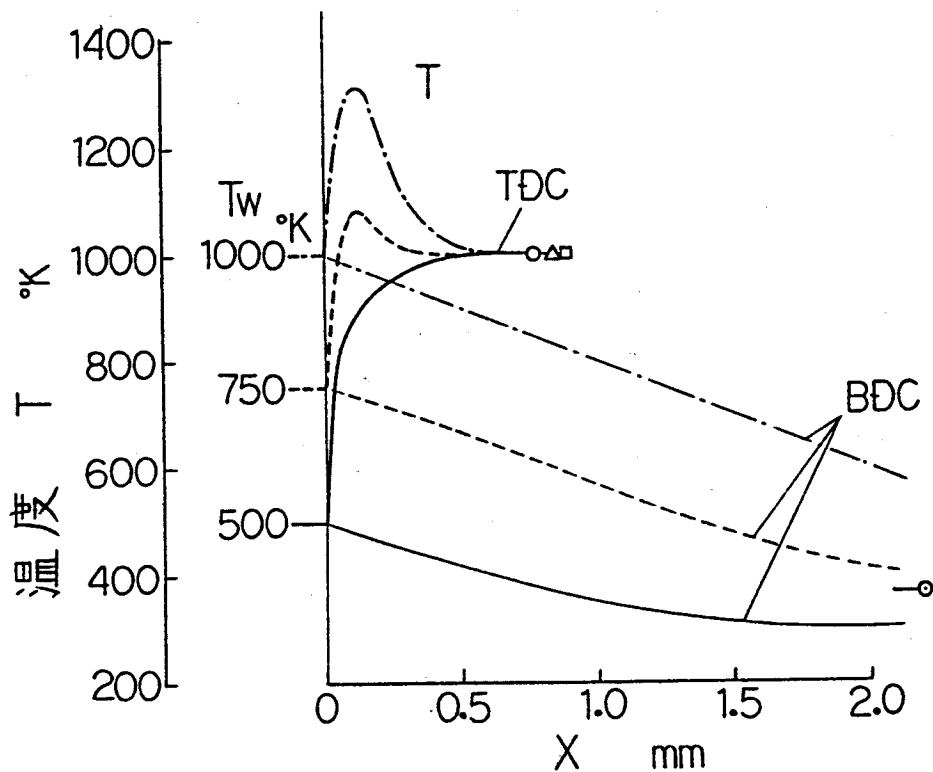


図 5.3.4 壁温変化時の壁面近傍温度分布の比較

る温度分布を壁面からの距離 x を横軸にして示した。図中の TDC における \circ 、 \triangle および \square 印はそれぞれの壁温での T_{∞} の位置を表している。 $T_w = 500\text{K}$ の場合に比べて、 T_w が高い場合程上死点での壁面近傍の温度境界層内に生じる温度分布のピークは顕著となり、急激な温度勾配が生じていることが分かる。また、図より上死点における壁面近傍温度境界層の厚さは 1mm 以下の値となっていることが分かる。

図 5.3.5 に太線にて、壁面における温度勾配より求めた壁面への伝達熱量 $-dQ/dt = \lambda (\partial T / \partial x)$ の変化を壁温 T_w をパラメータとして比較して示した。横軸は圧縮前下死点を 0deg としたクランク角度とし、縦軸には計算条件としての筒内圧力 P およびその時間変化率 dP/dt 、ならびに筒内温度 T も合わせて示している。壁面への最大熱流束は、筒内温度 T が上死点 (TDC: 180deg) にて最高となるにもかかわらず、これよりも前に生じ、かつ、壁温 T_w が高ければ高いほどその熱流束は大きくなることが分かる。図中に細線にて、熱伝達率の実験式として従来用いられてきている Eichelberg の式⁽¹⁾ にて求めた熱流束を比較して示したが、 T_w が高くなればなる程 dQ/dt は低下し、本計算結果とその傾向が全く異なることが分かる。

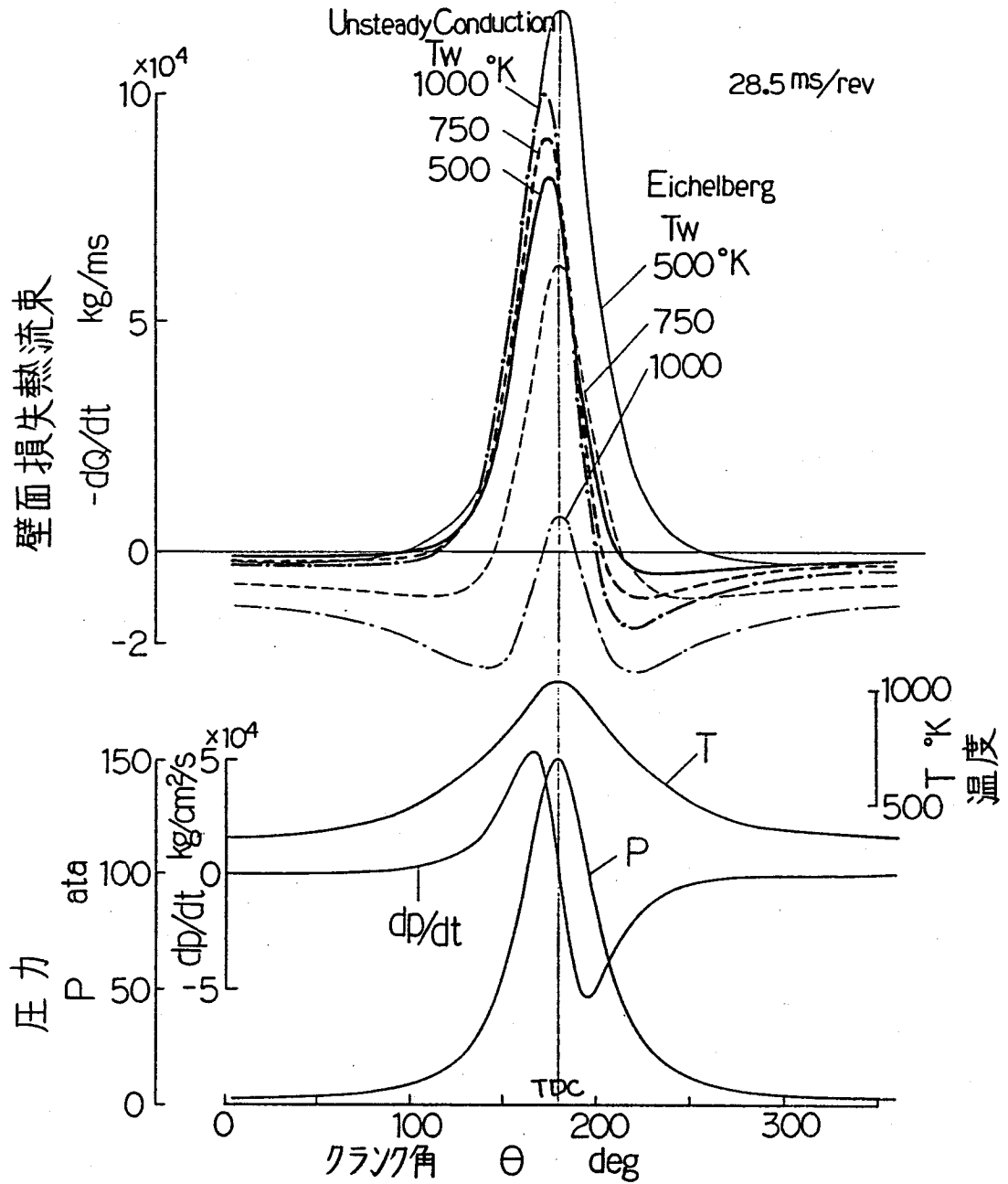


図 5.3.5 壁温変化時の非定常伝熱特性の比較

図 5.3.6 に、壁温 T_w を横軸として、縦軸に最大熱流束 dQ_{max} および、サイクルの平均の熱流束 Q_{HL} を示した。また、 Q_{EFF} は時々刻々の熱流束による損失のピストン仕事への変換能力を表す等容度を考慮して積分した有効熱損失で、熱損失によって生じた筒内有効仕事の減少量を表し、等容度の高い上死点近傍での熱損失が高ければ高いほど有効熱損失が増大する。また、図中に細線にて従来の Eichelberg の式⁽¹⁾により求めた値を示した。図より、

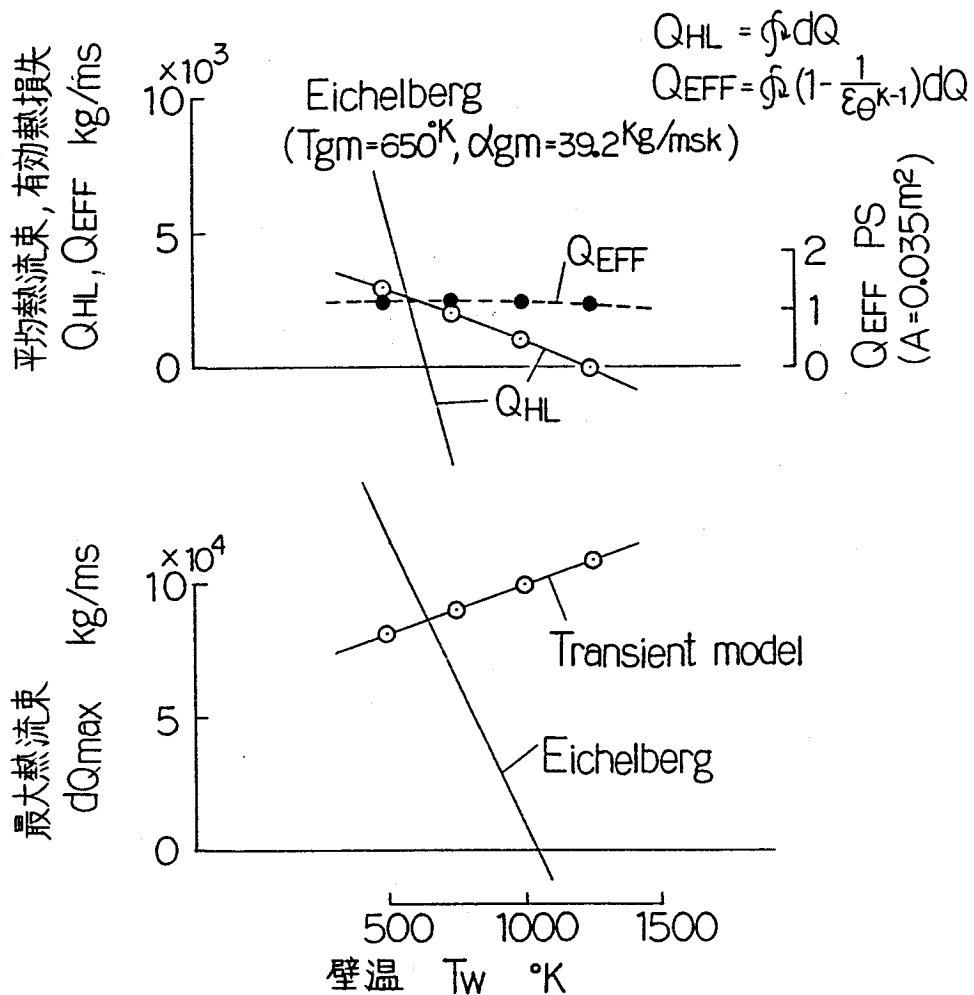


図 5.3.6 壁温変化時の熱損失変化

最大熱流束 dQ_{max} は壁温 T_W の上昇と共に上昇し、平均熱流束 Q_{HL} も壁温 T_W の上昇によって減少はするものの、従来式によるものと比べその減少傾向は大幅に少ないことが分かる。また、有効熱損失 Q_{EFF} は壁温 T_W を上昇してもほとんど一定となっており、燃焼室壁部材の高温化によるエンジンの断熱化を目指しても、高温壁近傍の非定常熱伝達特性により、等容度の高い最大熱流束は逆に増大して、その結果平均熱損失は減少することはできても、有効仕事の増大、すなわち熱効率の向上は期待できないことが分かる。

以上に示した検討結果は、シリンダ内の流動や火炎の影響のない状態を仮定したものであるが、エンジンの筒内にて生じている非定常熱伝達の定性的な特性を表しているものと考えられ、熱損失の低減を目指した断熱エンジンサイクルの本質的な特性の一つであると考えられることができる。

5.3.4 まとめ

エンジンの筒内壁面近傍の圧縮・膨張過程を伴う一次元非定常熱伝導モデルにより筒内非定常熱伝達特性解析計算を実施し、高壁温下での筒内ガス非定常熱伝達特性に関して考察を行った結果、高壁温下での壁面近傍の高温ガスが圧縮されることにより、より高温となって最大伝達熱量がかえって増大すること、ならびにその結果、エンジンの断熱化による熱効率の向上は大きくは期待できないこと、等を解析的に明らかにした。また、ここで示した筒内非定常熱伝達特性は、従来から広く用いられて来ている熱伝達率の実験式では表現し得ないものであり、前節にて示した各種筒内非定常熱伝達実験結果と合わせて、今後の筒内非定常熱伝達予測手法構築のベースとして生かすことができるものと考えられる。

5.4 むすび

ディーゼルエンジンの燃焼室内の現象を考慮できる熱負荷予測手法の確立および、熱損失の分離評価を可能とした性能予測手法を構築するための基礎データを得ることを目的として、単筒実験機を用いた筒内非定常熱伝達の計測実験を行った結果、各種燃焼条件をパラメータとして、その影響を筒内の現象の予測と対応付けて定量的に把握する事ができた。その結果を要約すると以下の通りである。

- 1) スワールが強いと、圧縮行程および燃焼期間前半は燃焼室外周部の熱流束が増大し、また燃焼期間中は燃焼室中央部の熱流束が増大する。前者は旋回流速の増大による対流熱伝達の促進により、また後者は噴霧火炎の挙動によるものと推定される。
- 2) 燃料噴射圧力が高いと、シリンダヘッド外周部の熱流束が増大する。これは、燃料噴霧の到達距離の増大によるものと考えられる。
- 3) 小径多噴口の燃料噴射弁では、大径小噴口の場合と比較して、燃焼室中央部で熱流束が大きい。噴口径が小さいと噴霧の到達距離が短縮されるためと考えられる。
- 4) 燃料噴射時期を早めると、熱流束の最大値が増大する。筒内ガス温度の上昇によるものと推定される。しかし、その増大量は従来の予測式によるものを大幅に上回る量である。
- 5) シリンダライナ上部の熱流束は、ピストンにより遮蔽されている期間中であっても、燃焼期間の初期に急峻な熱流束のピークを生じる。急激な筒内圧力上昇により狭隘間隙に押し込まれた高温ガスの急速な壁面への熱伝達によるものと考えられる。また、この現象はこれまで着目されていなかったが、エンジンの熱効率に重要な影響を持つものと考えられる。

また、エンジンの筒内非定常熱伝達のメカニズムの一部を解明することを目的として、エンジンの筒内壁面近傍の圧縮・膨張過程を伴う一次元非定常熱伝導モデルにより筒内非定常熱伝達特性解析計算を実施した。高壁温下での筒内ガス非定常熱伝達特性に関して考察を行った結果、高壁温下での壁面近傍の高温ガスが圧縮されることにより、より高温となって最大伝達熱量がかえって増大すること、ならびにその結果、エンジンの断熱化による熱効率の向上は大きくは期待できないこと、等を解析的に明らかにすることができた。

参考文献

- (1) Eichelberg, G., *Engineering*, 17 (1939), 463.
- (2) Pflaum, W., *MTZ*, 22-3 (1961), 70.
- (3) Woschni, G., *MTZ*, 26-4 (1965), 128.
- (4) Annand, W. J. D., *Proc.Inst.Mech.Eng.*, 177-36 (1963), 973.
- (5) Woschni, G., *SAE Paper 670931* (1967).
- (6) Oguri, T. and Inaba, S., *SAE Paper 720023* (1972).
- (7) 吉田・ほか2名, 日本機械学会論文集, 45-391, B (1979), 416.
- (8) 榎本・古浜, 日本機械学会論文集, 50-453, B (1984), 1353.
- (9) 榎本・ほか2名, 日本機械学会論文集, 50-456, B (1984), 1972.
- (10) 榎本・古浜, 日本機械学会論文集, 51-471, B (1985), 3631.
- (11) 榎本・古浜, 日本機械学会論文集, 52-474, B (1986), 680.
- (12) Furuhashi, S. and Enomoto, Y., *SAE Paper 870153* (1987).
- (13) 小栗, 日本機械学会論文集, 25-160 (1959), 1305.
- (14) Isshiki, N. and Nishiwaki, N., *Bull.MESI*, 3-1 (1975), 25.
- (15) Ikegami, M., ほか2名, *SAE Paper 850467* (1986).
- (16) Gosman, A. D., *Proc. Int. Symp. Diagnost. Model. Combust. Reciproc. Engines (COMODIA)*, (1985).
- (17) Gosman, A. D. and Harvey, P. S., *SAE Paper 820036* (1982).
- (18) Diwalar, R., *SAE Paper 840230* (1984).

第6章 燃料・水層状噴射によるディーゼルエンジンのNO_x低減

6.1 まえがき

ディーゼルエンジンは、数十 kW から数万 kW にわたる幅広い出力レンジを有し、車両用、一般産業用からコージェネレーション、定置発電用、船用主機関に至る各種用途分野において、その高い熱効率を最大の特徴として発展を続けている。

一方、近年における環境問題の動向からは、ディーゼルエンジンの欠点の一つである高い排ガス NO_x 値を低減することが、今後引き続き 21 世紀へ向けてディーゼルエンジンが発展を続けていくための最大の課題となってきた。

ディーゼルエンジンの NO_x 低減手法は、これまでも各種取り組まれてきており、エンジン本体からの NO_x 生成抑制手法として有効な手法と考えられる火炎温度の低減を狙いとした対応策を中心に、燃料噴射時期遅延や吸気温度の低下など各種施策が実施されてきている。また、ディーゼルの高温高圧場における噴霧拡散燃焼自体の制御による NO_x 生成抑制を目指した各種燃焼研究も数多く取り組まれてきており、燃焼場での NO_x 生成メカニズムの追求をはじめ、これら知見に基づいた燃料噴射系や燃焼室形状等による乱流混合・拡散の制御等、近年の目覚ましい進展が見られつつある。

一方、これらディーゼル NO_x 低減手法の中でも、水分添加燃焼は主に火炎冷却による NO_x 生成の抑制効果が得られることから有効な手段の一つであると考えられ、これまでも乳化油燃料の使用^{(1)~(9)}や筒内への水噴射あるいは吸気空気中への水添加など試みられ、一部実用に供されているものもある。しかし、これら従来の水添加方式はいずれも取扱性やエンジンの信頼性に問題があり、そのため広く実用化されるには至っていない。

本研究では、乳化油方式などの従来の水添加に代わる新方式の水分添加燃焼法として、燃料と水を一つの噴射弁から層状に配分して噴射する事により、ディーゼル燃料噴霧の物理性状を制御された不均質化状態とすることを試みた。すなわち、燃料噴射弁の燃料通路内に、噴射が行われていないタイミングに水を注入し、燃料と水を層状に配して噴射するもので、先頭に噴射される燃料により着火性が確保されるために多量の水添加を可能とし、かつ、注入弁の操作によりエンジンの発停時等にも容易にかつ即座に水添加の開始や停止が行えるという特長を有している。この新方式の燃料・水層状噴射 (SFWI:Stratified Fuel-Water Injection) システムについて、本システムによるディーゼル噴霧燃焼特性および NO_x 低減手法としての有効性を明らかにするために、高速 4 サイクルディーゼルおよび低速 2 サイクルディーゼルを対象とした単筒実験機による燃焼基礎試験を実施した。

6.2 燃料・水層状噴霧燃焼の狙い

ディーゼル噴霧燃焼において、燃料および水を層状に配分して噴射し、噴霧の物理性状を制御された不均質化状態とする事が、ディーゼル噴霧燃焼特性に対して及ぼす影響について検討する。

今回開発した燃料・水層状噴射システムの直接の狙いは、噴射の初期に純度 100%の燃料を噴射することにより着火性を確保した上で、後続噴霧中に大量の水を添加する事であるが、そこで生じている現象についてはまだ明らかになっていないわけではない。

(1) 水添加ディーゼル噴霧燃焼

乳化油燃料等の様に同一燃料噴射弁から燃料と水が同時に噴射される場合には、噴射質量の増大により噴霧の運動量が増し、ディーゼル燃焼速度を律する混合気形成速度の増大が得られることが報告されている^{(4)~(6), (9)}。これらの考え方をを用いて、時刻 t に対して任意の変化をする噴射速度 $V_f(t)$ により噴射終了時まで噴霧内に導入された空気量 G_a と噴射量 G_f の比を求めると、和栗ら^{(10), (11)} の噴霧運動量理論および噴霧角の式(6.2.1)を用いることにより式(6.2.2)を得る。

$$\tan\theta = a(\rho_a / \rho_f)^b, (a = 0.427, b = 0.35) \quad (6.2.1)$$

$$\frac{G_a}{G_f} = \frac{8}{3} \sqrt{\frac{a}{\pi}} \left(\frac{\rho_a}{\rho_f} \right)^{0.25+b/2} \sqrt{\frac{G_f / \rho_f}{d_{eq}^3}} = K \sqrt{\frac{G_f / \rho_f}{d_{eq}^3}} \quad (6.2.2)$$

ρ_a, ρ_f は空気および噴射流体の密度、 d_{eq} は噴口の等価直径である。また、ここで $G_f = G_F + G_w$ (G_F, G_w は燃料および水の質量) とすると、噴霧内平均空気過剰率 λ_{mE} は次式となる。

$$\lambda_{mE} = \frac{G_a}{L_{th} G_F} = \frac{K}{L_{th}} \sqrt{\frac{G_f / \rho_f}{d_{eq}^3}} \left(1 + \frac{G_w}{G_F} \right)^{3/2} \quad (6.2.3)$$

ここで、 L_{th} は理論燃焼空気比である。式(6.2.3)より噴射終了時の λ_{mE} は $G_w=0$ のときには噴射量と噴口径のみで決まるが、水分添加による噴射量の増大により大きく向上できることがわかる。

(2) 火炎温度低下による NOx 生成の抑制

燃焼反応領域内に液体の水が導入されることにより、水の潜熱の影響や、火炎内の遊離炭素との結合による吸熱の水性ガス化反応の影響などによる火炎温度の低下が生じるが、主には前者による影響が大きいと考えられる。火炎内での水の潜熱を考慮した断熱火炎温度上昇 ΔT は、次式で表される。

$$\Delta T = \left(H_u - \Delta h_w \frac{G_w}{G_F} \right) / (C_p L_{th} \lambda_c) \quad (6.2.4)$$

ここで、 H_u : 燃料の発熱量、 Δh_w : 水の潜熱、 C_p : 燃焼ガスの定圧比熱、 L_{th} : 理論燃焼空

気比、 λ_c ：火炎内燃焼場での空気過剰率、である。

式(6.2.4)にて、 $\lambda_c=1$ で燃焼が行われている場合には、 $G_w/G_F=0.5$ の水の導入により火炎温度は約80K低下することになる。一方、NO_xの生成反応に及ぼす温度の影響は大きく、例えば Zerdovich機構の簡易式⁽¹²⁾を用いると火炎温度100Kの低下によりNO生成の反応速度定数は約1/3に低下することになる。

ただし、乳化油燃料では燃料中の水分は燃料の自己着火性にも影響を及ぼし、水分量の増大と共に着火遅れが増加し、ノッキングに至る等の弊害を来すことになる。

(3)燃料・水層状噴射燃焼の狙い

今回開発した燃料・水層状噴射システムの直接の狙いは、噴射の初期に純度100%の燃料を噴射することにより着火性を確保した上で、後続噴霧中に大量の水を添加することである。燃焼領域内への水の導入による火炎温度低下のためには、層状に噴射された水が噴霧内でも層状を保ったままでは目的は達せられないが、ディーゼルの非定常噴霧におけるマクロおよびミクロな拡散・混合作用により、層状に噴射された水は噴霧液滴として先行及び後続噴射された燃料噴霧内に分散されながら火炎領域に導かれるものと考えられる。

この噴霧内での乱流拡散混合能力については、現象的にも解析的にもまだ明らかにはされていないが、小形高速ディーゼルから大形低速ディーゼルに至る各種ディーゼル噴霧燃焼に対して、非定常噴霧の持つ乱流の時間スケール、空間スケールは共に大幅に異なり、特に低速ディーゼルについては、時間的にも距離的にも層状噴射された水の分散能力は低いものと考えられる。そこで、本燃料・水層状噴射によるNO_x低減の効果を高めるために、水のマクロな分散を補助する手段として水を一層のみの塊としてではなく多層状に噴射することも考えられ、これについては第6.4節の「低速2サイクルディーゼルにおける燃焼試験」にて取り組むこととする。

6.3 高速ディーゼルにおける燃焼試験

6.3.1 まえがき

本節では、新方式の燃料・水層状噴射(SFWI)システムの可能性及び本システムによるディーゼル噴霧燃焼特性、NO_x生成の抑制効果等につき、その特性を明らかにすることを目的として、高速4サイクルディーゼル単筒試験エンジンを用いた燃焼試験を実施し、本SFWIシステムが高速ディーゼルエンジンのNO_x低減策として有効な手段であることを示す。また、大形から小形までの各種ディーゼルエンジンに対し、本システムが普遍的な有効性を有することおよび、それらの燃焼特性の差異について明らかにするために、高速4サイクルディーゼル及び低速2サイクルディーゼルの両者を対象として実施することとし、本節ではまず高速4サイクルディーゼルを対象とした試験について述べる。

6.3.2 試験装置

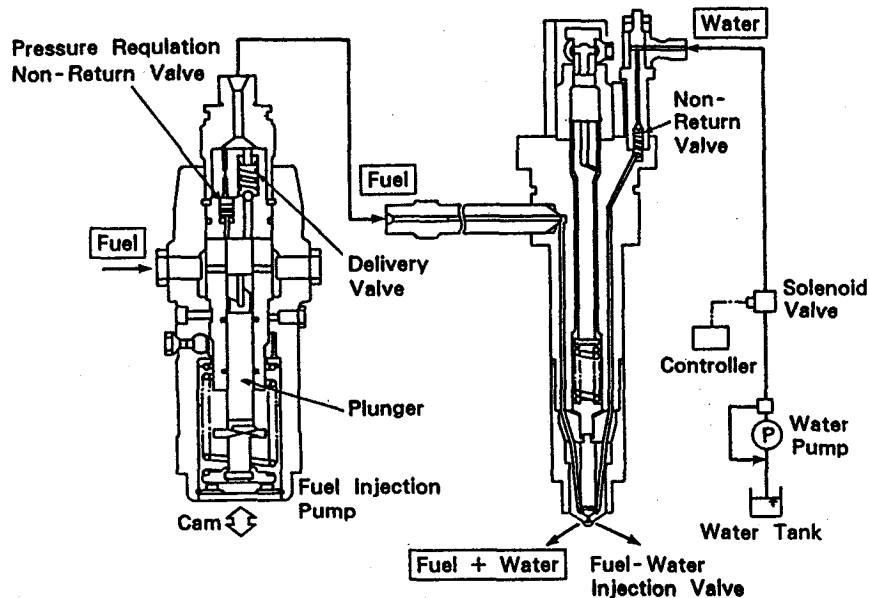


図 6. 3. 1 燃料・水層状噴射システム

高速ディーゼルを対象とした、燃料・水層状噴射、すなわち、燃料と水を一つの噴射弁から層状に噴射し、燃料噴霧中の燃料と水の構成を制御する噴射システムを試作した。図 6. 3. 1 にその構成図を示す。燃料弁の燃料通路内へ、噴射が行われていないタイミングに電磁弁を作動させて水を注入することにより、燃料と水を互いに層状に配して噴射できるようになっている。すなわち、電磁弁が開かれると、水供給ポンプにて加圧された水は逆止弁を押し開けて燃料噴射弁の燃料通路内に流入するが、このとき水の供給圧力は燃料弁の開弁圧力よりも低く設定されており、燃料弁は閉止状態にある。このため燃料通路内の燃料は通路の上流側すなわち燃料噴射ポンプ側に押しやられ、燃料噴射ポンプ内の逆止調圧弁を押し開けて給油室内に逆流する。電磁弁が閉じられると水の注入は停止され、燃料通路内に層状の水が配されることになり、その後の噴射ポンプ作動により、加圧された燃料と水はマクロには注入時の層状配分をほぼ保ったまま、噴射ノズルから噴射されることになる。水の注入量は電磁弁の開時間により制御される。

図 6. 3. 2 に本システムの作動状況を示す。横軸には圧縮上死点を 0rad としたエンジンのクランク角度、縦軸には水供給通路の逆止弁上流側圧力、燃料噴射弁針弁リフト、燃料噴射ポンプ側およびノズル側の噴射圧力 P_{fp} 、 P_{fn} 、および筒内圧力 P_{cyl} を示している。水の注入圧力は 10MPa としている。図において、クランク角度 $2\pi\text{rad}$ 付近の燃料噴射が行われていない期間中に水注入が行われ水供給圧力が上昇している状況が分かる。

図 6. 3. 3 は、水の注入位置を変えることにより燃料と水の層状配分を変えた燃料弁について、それぞれ噴射前の水注入完了時点における状況を模式的に示したもので、A は燃料噴

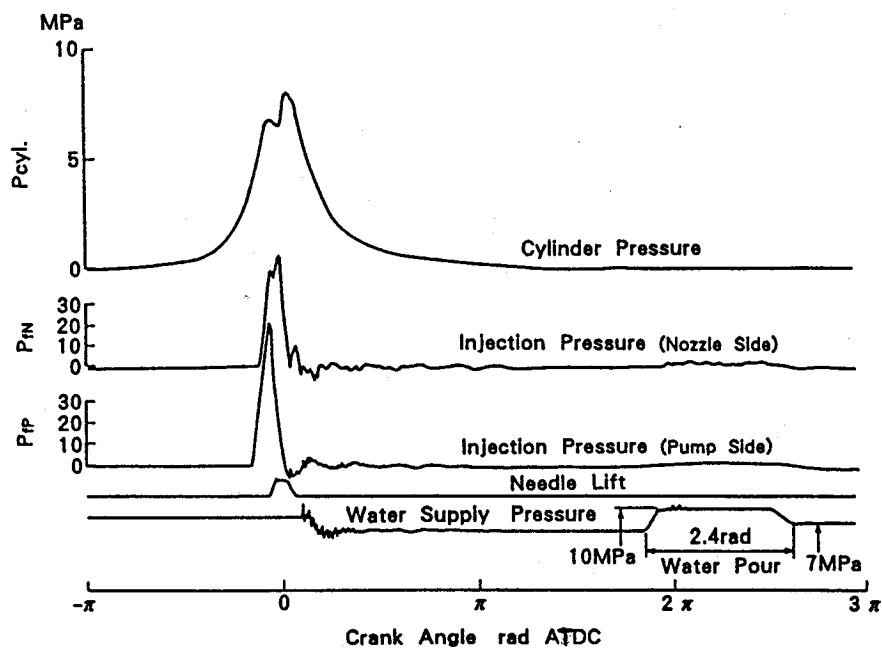


図 6.3.2 燃料・水層状噴射の作動状況

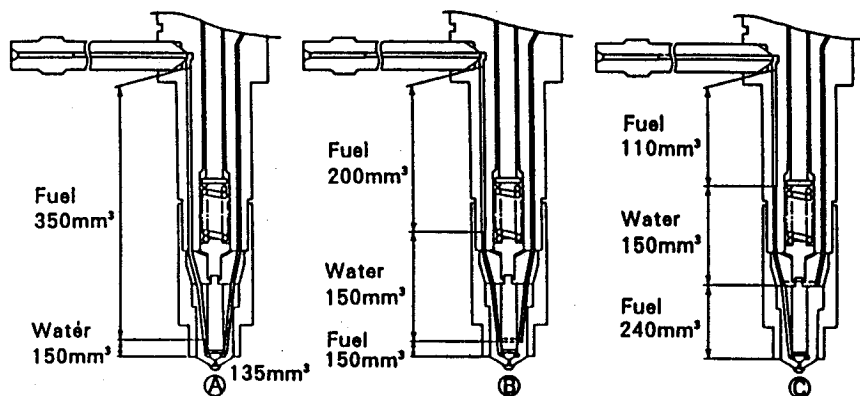


図 6.3.3 水注入位置の異なる燃料噴射弁構造の比較

射弁先端油溜まり部に水の注入位置を設けたもの、BおよびCはこれより上流の高圧燃料噴射通路中に注入位置を設けたものである。その結果幾何学的には、Aは先頭に水が噴射され、Bでは、先頭に全量の約40%の燃料が噴射された後に水が噴射され、最後に残りの燃料が噴射されるようになっている。Cでの先頭燃料は約70%である。

表 6.3.1 に供試 4 サイクル単筒ディーゼルの諸元及び試験条件を示す。シリンダ直径 160mm、ストローク 180mm、行程容積 3620cm³、圧縮比は 14.8 である。試験条件は、エンジン回転数 25s⁻¹ (1500min⁻¹)、毎回の燃料噴射量は 350mm³/st 一定とし、また給気圧力 210kPa

Engine

Type	4cycle-Single Cylinder
Bore × Stroke	φ 160 × 180
Stroke Volume	3620 cm ³
Compression Ratio	14.8

Test Condition

Engine Speed	25 s ⁻¹
Fuel Injection Quantity	350 mm ³ /st
Charge Air Pressure	210 kPa
Temperature	313 K

表 6.3.1 試験エンジン諸元、試験条件

Type	Plunger Diameter	Cam Velocity	Injection Nozzle	Water/Fuel Ratio
Std.	φ 16	2.0m/s	φ 0.37 × 8	0vol.% 52
High Press.	φ 17	2.3m/s	φ 0.41 × 8	0% 60

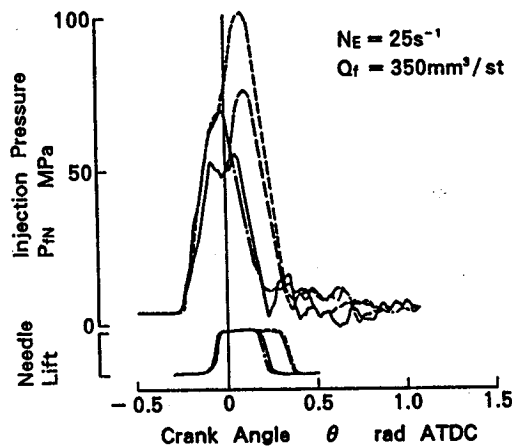


図 6.3.4 燃料・水噴射系の噴射特性の比較

および給気温度 313K も一定にて試験を実施した。平均有効圧力は約 1.2MPa、使用燃料は軽油である。

図 6.3.4 に、用いた燃料・水噴射系の仕様および燃料噴射特性を示す。上表の仕様には、燃料噴射ポンプのプランジャー径、燃料噴射カム速度、燃料噴射弁の噴口径および噴口数を示している。標準仕様 (Std.) および高圧高噴射率仕様 (High Press.) の 2 種類にて比較試験を実施した。図の横軸はエンジンのクランク角度、縦軸には燃料噴射弁のリフトおよび燃料噴射圧力 P_N を示している。高圧高噴射率仕様では、燃料噴射ポンプのプランジャー径の増大、燃料噴射カム速度の上昇、燃料噴射弁噴口径の拡大により、噴射圧力の上昇と

噴射期間の短縮を図っている。また、いずれの仕様においても、水添加による噴射量の増大により噴射期間は増大するが噴射圧力の上昇も得られていることが分かる。

6.3.3 試験結果および考察

図 6.3.5 に単筒試験機による燃焼試験の結果を示す。水の注入位置および噴射系仕様をそれぞれ図 6.3.3 および図 6.3.4 に示したように変えて試験した結果を、燃料量に対する水添加比率（容積比） W/F を横軸として比較したもので、縦軸には燃料消費率 b_e 、 NO_x 濃度（ $\text{Excess O}_2=13\%$:排気中残酸素濃度値を 13%に換算した値）、排気煙濃度を示している。燃料噴射開始時期 θ_{inj} は、噴射系標準仕様の場合には上死点前（BTDC）クランク角 0.37 rad BTDC、高圧高噴射率仕様の場合は同じく 0.29 rad BTDC としている。図より、各ケースともに W/F の増大と共に排気 NO_x はほぼ直線的に減少し、かつ同時に $W/F=40\%$ までは、燃費率および煙濃度が低減されていることが分かる。各ケースの W/F 最大の点は安定燃焼限界を示している。

図 6.3.6 に水添加比率 $W/F=28.5\%$ にて水注入位置を変えた場合の筒内圧力、およびこれから算出した受熱率を $W/F=0\%$ の場合と比較して示した。横軸はエンジンのクランク角度、縦軸には燃料噴射弁針弁リフト、筒内圧力 P_{cyl} 、受熱率 $dQ/d\theta$ およびこれを積分した積算の受熱量 Q を示している。燃料噴射開始時期 θ_{inj} はいずれも 0.37 rad BTDC である。また、

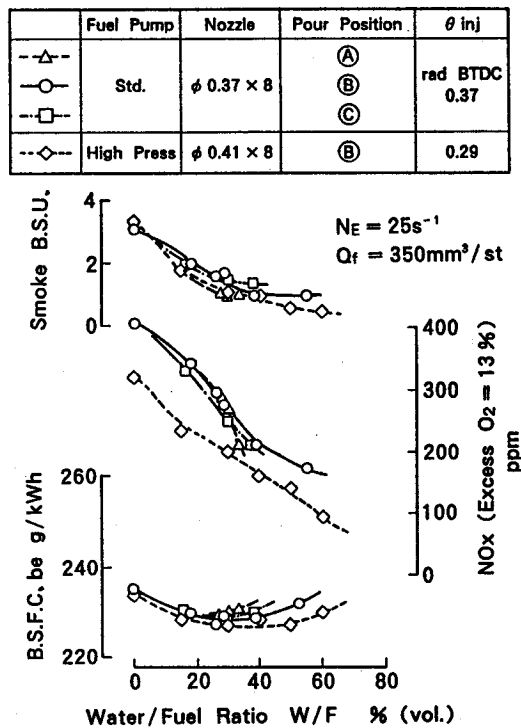


図 6.3.5 燃料・水層状噴射システム燃焼試験結果

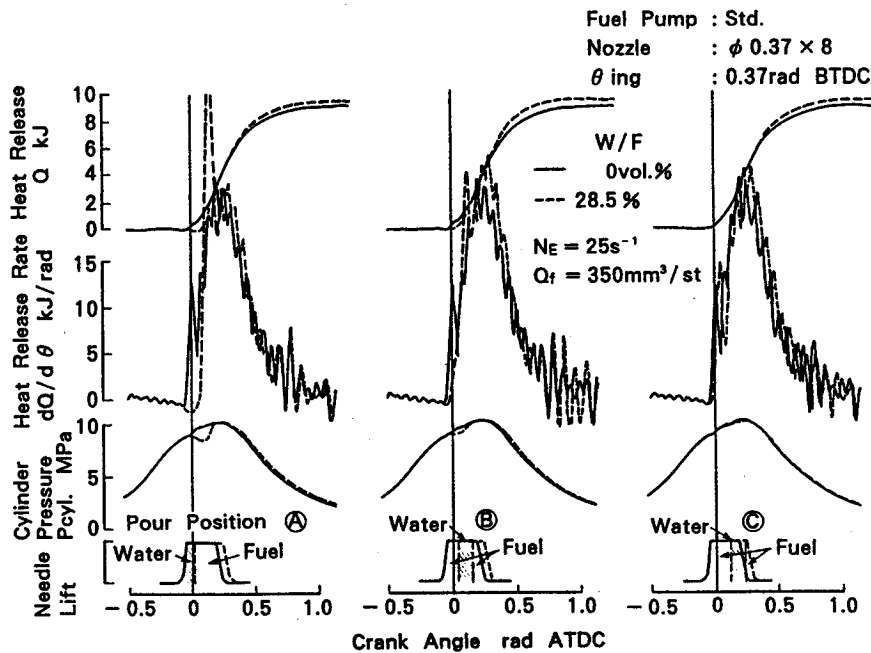


図 6.3.6 水注入位置変化時の燃焼特性の比較

針弁リフト曲線中には、幾何学的な水注入位置から推定される水の噴射時期と期間を破線にて示している。Aでは初期に大部分の水が噴射されるため着火遅れが大きくかつ急激な予混合燃焼が生じている。またいずれの場合も $W/F=0\%$ に比べて噴霧運動量の増大に伴う受熱率の増大が見られ、噴射期間の増大にも拘わらず燃焼期間は短縮され、燃焼終わりの時期には遅れが見られないことが分かる。これらの結果から、着火性を保つための先頭燃料量を確保した上で拡散燃焼促進効果の大きいBの配分が優れていることが分かる。

図 6.3.7 は、水添加比率 W/F を 50~60% と増大したときの高噴射圧化した場合の燃焼特性を標準仕様の場合と比較して示す。図の横軸はクランク角度、縦軸には針弁リフト、筒内圧力 P_{cyl} 、受熱率 $dQ/d\theta$ および積算受熱量 Q を示し、水注入位置はいずれも B としている。また、噴射時期 θ_{inj} は標準仕様の場合は 0.37 rad BTDC、高圧噴射仕様では 0.29 rad BTDC と噴射開始を遅らせた設定とした場合の結果である。高圧化と同時に噴射時期も遅延しているにも拘わらず高い受熱率 $dQ/d\theta$ と積算受熱量 Q の増大が得られており、燃焼終わりの時期にはほとんど差が見られないことが分かる。また、先の式(6.2.3)にて示した、噴射終わり時の噴霧内平均空気過剰率 λ_{mE} を評価すると、 $W/F=0\%$ の場合には $\lambda_{mE}=0.57$ に対し、噴射系の高圧高噴射率仕様にて $W/F=60\%$ とした場合には $\lambda_{mE}=1.10$ と十分な燃焼空気が噴霧内に導入されていることになる。

図 6.3.8 に、各種条件にて水添加比率 W/F を変えたときの NO_x に対する燃費率及び煙濃度の変化を示した。図の横軸は NO_x (Excess $O_2=13\%$)、縦軸には燃料消費率 b_e および煙濃度 R を示している。図中○印の燃料噴射系を標準仕様とし水注入位置を B とした場合について

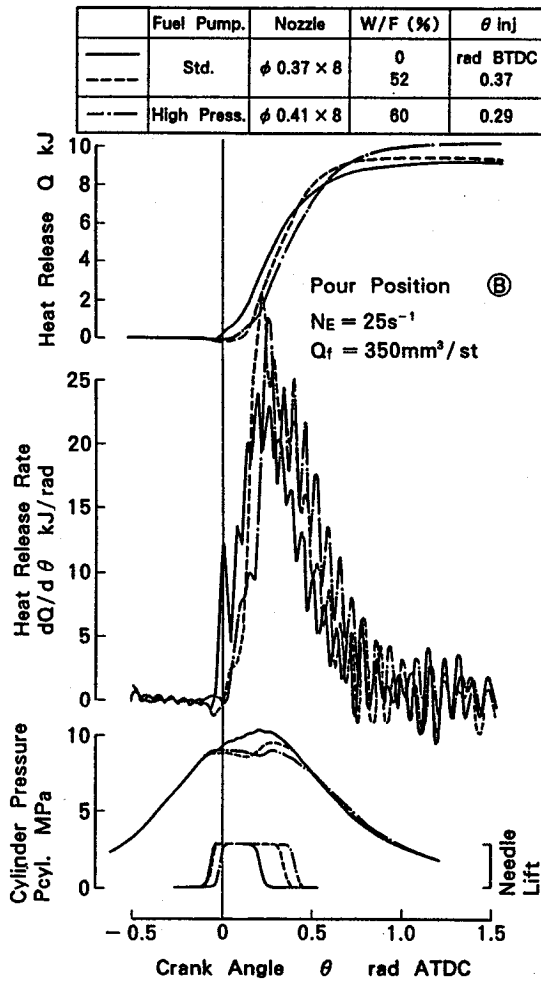


図 6.3.7 燃料噴射系の高圧噴射化による燃焼特性比較

では燃料噴射時期 θ_{inj} を変化した結果も示してある。また、各ケースの黒印は水添加なしの $W/F=0\%$ の場合であるが、●印にて示されているように燃料噴射時期遅延と共に NO_x は低減するが燃費率及び煙濃度の大幅な悪化を伴う。これに対して燃料・水層状噴射では水添加量を増して行くことにより燃費率の悪化を伴うことなく大幅な NO_x 及び煙濃度の低減が得られ、かつ部分的には燃費率の低減も得られることが分かる。また、◇印は燃料噴射系を高圧高噴射率化した場合であるが、水添加なしの場合にも標準仕様と比べて NO_x と燃費率のトレードオフの改善が図られてはいるが、最大 60% の水添加を行うことにより実験機レベルではあるが $NO_x=100\text{ppm}$ 以下の超低 NO_x レベルを実現できることが分かる。

6.3.4 まとめ

ディーゼルエンジンの低 NO_x 化を目指し、新方式の燃料・水層状噴射システムを提案した。高速 4 サイクルディーゼルを対象とした単筒実験機による燃焼試験の結果、本システ

	Fuel Pump	Nozzle	Pour Position
--△--	Std.	φ 0.37 × 8	Ⓐ
○			Ⓑ
□			Ⓒ
◇	High Press	φ 0.41 × 8	Ⓓ

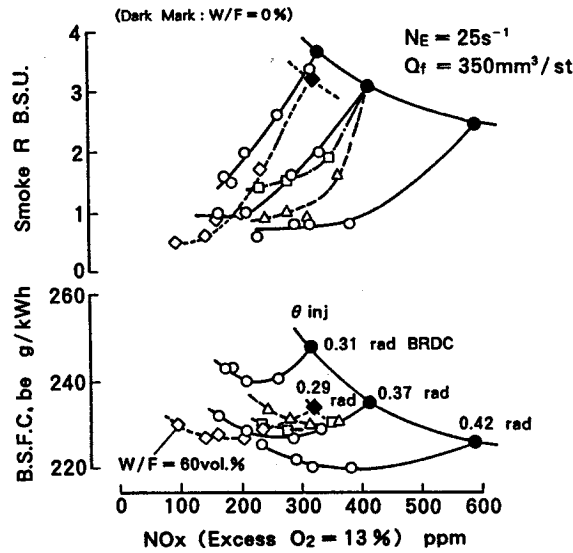


図 6.3.8 燃料・水層状噴射による NOx 低減

ムによって噴射初期には燃料 100%の噴霧が形成され、良好な着火性が維持されること、後続噴霧に含まれる水分による火炎温度の低下により NOx が大幅に低減されること、空気導入の増進による燃費率及び煙濃度の低減が図れること、を示した。また、本噴射システムを用いることにより、NOx 排出濃度が 100ppm 以下のレベルを実現できることを示した。

6.4 低速ディーゼルにおける燃焼試験

6.4.1 まえがき

小形から大形までの各種ディーゼルエンジンに対し、燃料・水層状噴射(SFWI)システムが普遍的な有効性を有することおよび、本システムにおけるエンジンの回転数や大きさの違いがもたらす燃焼特性の差異について明らかにするために、前節の高速 4 サイクルディーゼルに引き続き本節では、低速 2 サイクルディーゼルを対象として研究を実施することとする。特に、層状噴射された水のマクロな分散を補助する手段として、水の多層状噴射を試みた結果、ならびに本試験結果を通して SFWI システムが低速ディーゼルエンジンの NOx 低減策としても有効な手段であることを示す。

6.4.2 試験装置

図 6.4.1 に低速 2 サイクルディーゼルを対象とした、燃料・水層状噴射システムを示す。基本的な作動メカニズムは前節（第 6.3 節）の高速ディーゼルの場合と同様であるが、本装置には水注入システムと同様の燃料注入システムも設けられている。それぞれの系統に電磁弁および逆止弁を有して注入時期と注入期間を制御できるようになっており、燃料噴射通路と合流する燃料注入位置を水の注入位置よりも下流の噴射弁先端油溜まり部とすることにより、水と燃料を交互に注入して多層状の燃料・水構成が得られるようにした。これにより図の上に模式的に示したように燃料-水-燃料-水-燃料の 5 層構成の噴射が得られているものと考えられる。水の注入位置から噴射ノズル油溜まり部までの容積は 1.98cm^3 で、エンジンの 100% 負荷時の毎回の燃料噴射量約 $11\text{cm}^3/\text{cycle}$ （燃料弁 1 本当たり）の約 18% の燃料が水の噴射に先行して噴射されることになる。水及び燃料の注入圧力はいずれも 12MPa 一定とし、注入量は電磁弁の開時間により制御した。

表 6.4.1 に使用した低速 2 サイクル単筒エンジンの主要諸元を示す。シリンダ直径 450mm 、ストローク 1400mm 、回転数 2.63 s^{-1} (157 min^{-1})、定格出力 938 kW 、平均有効圧力は 1.56 MPa である。掃気方式はユニフロー式で、燃料噴射弁はシリンダ外周部に 2 本設けられたサイドインジェクション方式、排気弁はシリンダ中心に 1 本である。圧縮比は 12.8、筒内に旋回流を発生させるシリンダライナの掃気孔角度は 0.28 rad に設定されている。掃気圧力は別置きのコンプレッサーにより一定となるように制御して試験した。また、本供試エンジンは電子制御蓄圧管制弁式の燃料噴射系が装着されており、蓄圧された作動油で増圧プランジャーを駆動して、蓄圧圧力に対し増圧された燃料噴射圧が発生するようになっている。

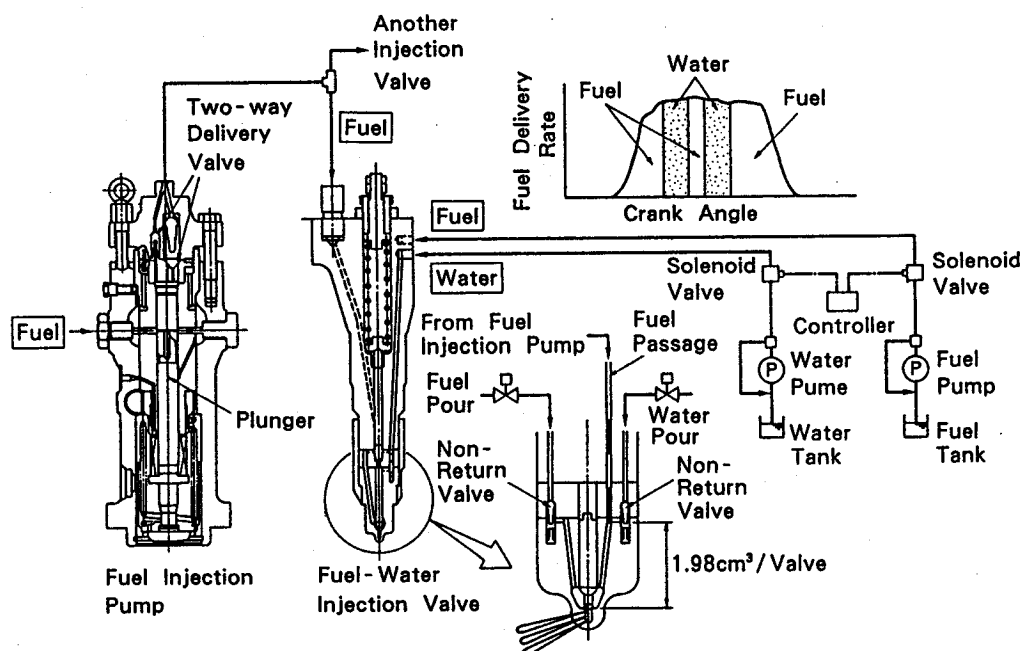


図 6.4.1 燃料・水多層状噴射システム

表 6. 4. 1 試験エンジン主要諸元

Type	2Cycle Single Cylinder
Bore × Stroke	φ 450 × 1400
Rated Power	938kW
Rated Speed	2.63s ⁻¹
B. M. E. P.	1.56MPa
Fuel Injection System	Electronically Controlled
Exhaust Valve Operating System	Accumulation Type
Compression Ratio	12.8
Swirl Angle (Mean Value)	0.28rad

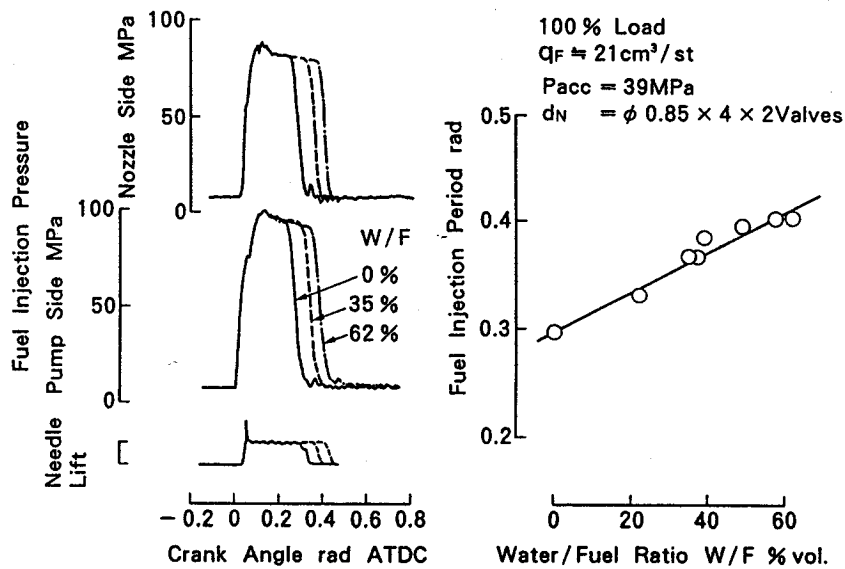


図 6. 4. 2 燃料・水噴射特性

る。また、電子制御装置の設定により燃料噴射のタイミングを運転中に自在に変更できる様になっている。

図 6. 4. 2 に、本燃料噴射システムによる噴射特性の試験結果を示す。左図は、横軸にクランク角度、縦軸に燃料噴射弁針弁リフト、噴射ポンプ側および噴射ノズル側の燃料圧力を示している。燃料噴射量は定格出力時の一定量に固定し、燃料量に対する水添加の比率（容積比） W/F を変化させた結果である。噴射ポンプ作動油の蓄圧圧力 $P_{acc}=39\text{MPa}$ にて約 90MPa の噴射圧力が得られている。また、燃料・水層状噴射システムの作動により注入され

た水の量だけ噴射量が増大した場合、水添加量に応じて噴射期間は増大するが、蓄圧管制弁式燃料噴射系の特徴として、噴射圧力はほぼ一定値に保たれたままで、矩形の噴射圧力波形が得られていることが分かる。右図には、このときの水添加比率 W/F を横軸として縦軸に噴射期間の変化を示してある。 W/F に対してほぼ直線的に噴射期間が伸びていることが分かる。

燃焼試験に用いた燃料はA重油、また添加用の水は水道水を用いた。

6.4.3 試験結果および考察

燃料・水層状噴射システムを用いた単筒ディーゼル燃焼試験を実施した。試験はエンジンの回転数及び出力負荷を一定とするよう毎回の燃料噴射量を制御して実施した。また、部分負荷では定格出力に対する船用特性線上での負荷および掃気圧力設定とした。主な試験パラメータは、燃料噴射時期、水添加量およびその層状配分割合である。

図 6.4.3 に供試エンジンの定格出力（100%負荷）における水添加量変化試験結果を示した。いずれも掃気圧力 $P_s=0.33\text{MPa}$ 一定である。供給燃料の全量に対する添加水量の容積比 W/F を横軸として、燃費率 b_e 、排出 NO_x 濃度（排ガス O_2 濃度 13%換算値）および筒内最高

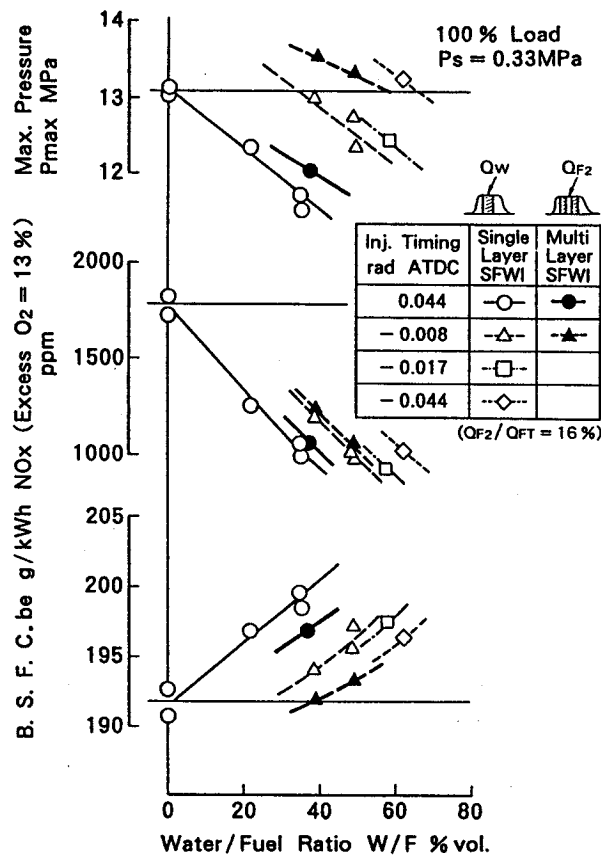


図 6.4.3 燃料・水層状噴射燃焼試験結果

圧力 P_{max} の変化を、燃料噴射時期 (Inj. Timing) IT を変化させたものについて示してある。また、図中の黒印は水注入を2層に分けて中間に燃料を配した多層状噴射とした場合で、中間部燃料量 Q_{F2} の全噴射燃料量 Q_{FT} に対する比率を $Q_{F2}/Q_{FT}=16\%$ 一定としたものである。 W/F の増大と共に NO_x はほぼ直線的に減少し、 $W/F=35\%$ にて NO_x 低減率40%が得られるが、このとき燃費率 b_e は約4%の増大を伴う。また、燃料噴射時期を一定としても、 W/F の増大と共に筒内最高圧力 P_{max} が低下していることが分かる。すなわち、水添加に伴う b_e の増大および NO_x の減少には、この P_{max} の低下に伴うサイクルの温度、圧力条件の変化も考慮して評価する必要があることが分かる。水添加時の P_{max} の低下を回復させるために燃料噴射時期 IT を進角させた場合の結果を見ると、 IT の進角に伴って W/F に対する b_e の低減および NO_x の増大が見られるが、 NO_x および P_{max} の増大の割には b_e の低減は頭打ち傾向となっている。一方、これに対して図中黒印の多層状噴射とした場合には、同一の IT でも、 IT 進角時と同様に P_{max} の増大及び b_e の低減が得られるが、 IT 進角時に比べて NO_x の増大をほとんど伴わないことが分かる。

図 6.4.4 は、図 6.4.3 の結果を NO_x を横軸として示したものである。縦軸には燃費率 b_e および筒内最高圧力 P_{max} を示している。単層にて水の添加量を増していくと、 NO_x の低減と共に燃費率 b_e の悪化が生じ、噴射時期 IT の進角によってこの悪化はある程度改善することができるが、 P_{max} の増大と共にその改善は頭打ちとなり、 NO_x に対する燃費率の限界線が存在する。また、水添加を多層状にすることによっても、同一 NO_x に対する燃費率の改善

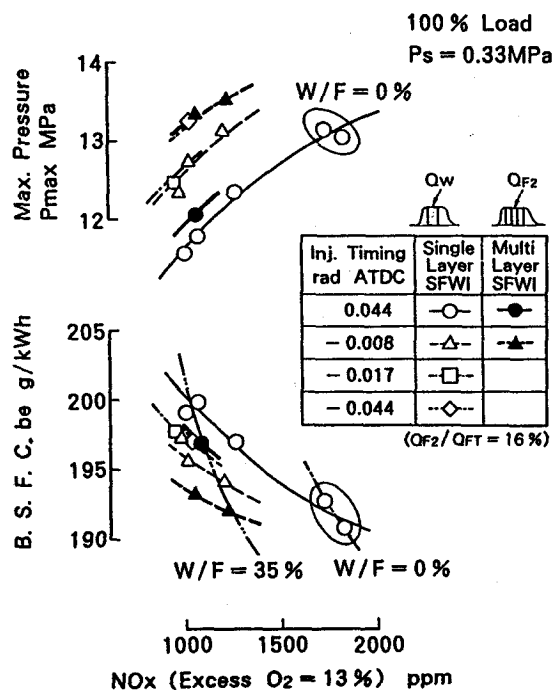


図 6.4.4 燃料・水層状噴射燃焼の NO_x および燃費率

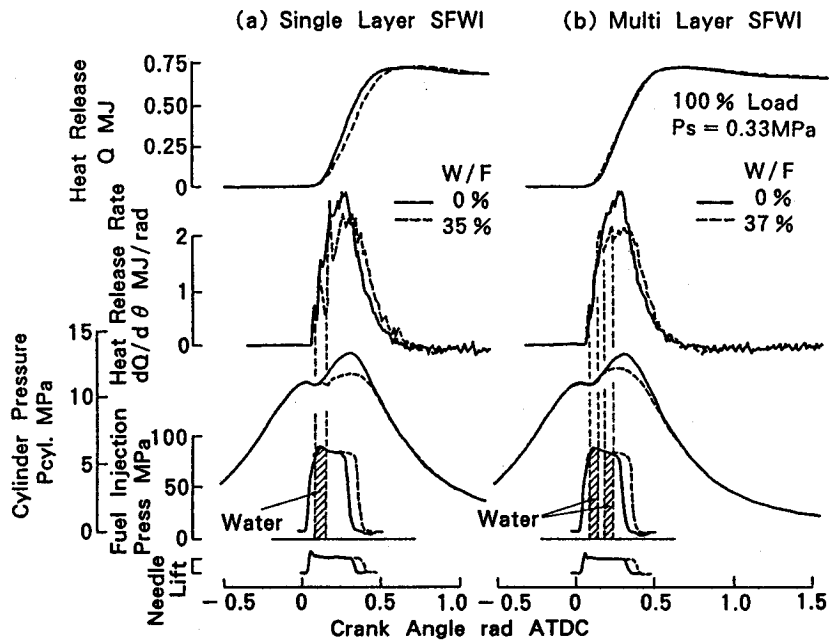


図 6.4.5 燃料・水層状噴射時の燃焼特性比較

が得られ、かつ、その改善効果は大きい。多層状噴射にて噴射時期の進角と組み合わせることにより、水添加量 $W/F=0\%$ とほぼ同一の燃費率を保ったまま約 40% の NO_x 低減を得ることができることが分かる。

図 6.4.5 に、(a) 単層 (Single Layer SFWI) および (b) 多層状 (Multi Layer SFWI) の水添加時の筒内圧力およびそれから求めた受熱率の解析結果を、水添加なし (いずれも実線) の場合と比較して示した。図の横軸はクランク角度、縦軸には燃料噴射弁針弁リフト、燃料噴射圧力、筒内圧力 P_{cyl} 、クランク角度当たりの受熱率 $dQ/d\theta$ 、およびその積分値である積算受熱量 Q を示す。また、幾何学的な水注入位置及び注入量から推定した水の噴射されるタイミングを燃料噴射圧力波形中に斜線にて示した。図より、単層及び多層のいずれも、燃料噴射開始後から水が噴射されるまでの着火遅れ期間および初期の受熱の状況は水添加なしの場合とほとんど差はないことが分かる。また、水添加を単層とした場合 (a) では、ほぼ水が噴射されている期間に対応して受熱率 $dQ/d\theta$ が停滞し、その後急激な高い受熱率を生じている。水添加なしの場合に比べて、受熱率のピーク値は減少しており、噴射期間の増大にほぼ対応して後期燃焼も遅れていることが分かる。これに対して、水添加を多層状とした場合 (b) では、水が噴射されると多少の受熱率の停滞は生じるがすぐに中間の燃料が噴射されることによる受熱率の増大が見られ、その後再度の水噴射時には、燃焼初期に見られたような受熱率の停滞は生じない。しかし、受熱率のピーク値は単層の場合よりも更に低く押さえられており、受熱率全体のモードとして台形状となっている。これらの結果

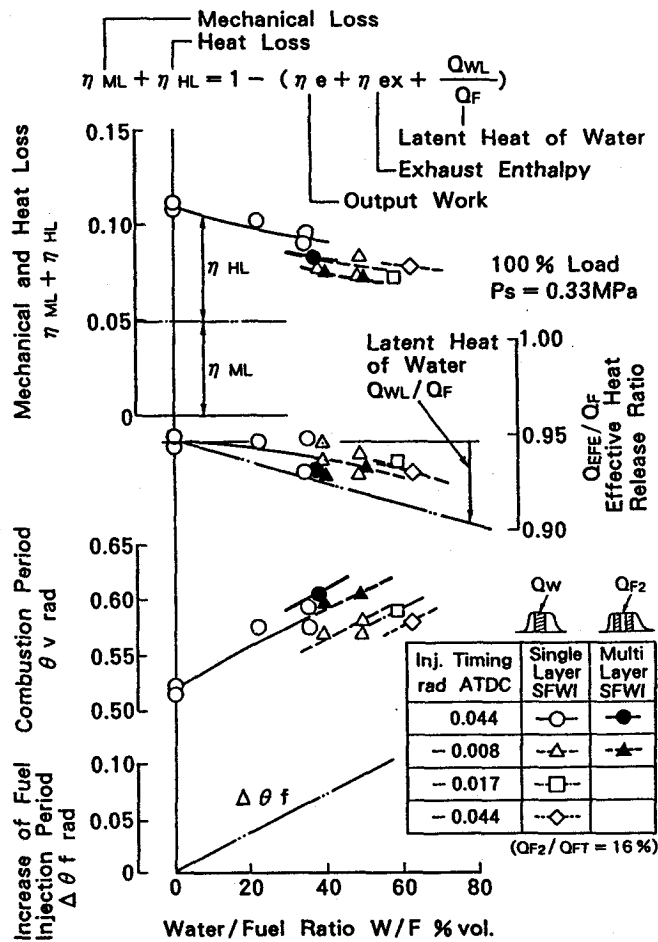


図 6.4.6 燃料・水層状噴射燃焼時の受熱率解析結果の評価

から、燃料・水層状噴射の噴霧燃焼形態として、燃焼初期の火炎帯が小さい期間では噴射された水は、ほぼ燃焼領域全体に分散され、その冷却効果により燃焼反応が抑制されて受熱率の停滞が生じるが、噴霧が発達して燃焼領域が拡大した後に噴射された水は、火炎全体に影響を及ぼすような分散能力はなく、部分的な燃焼反応の抑制にとどまっているものと推定される。

また、図 6.4.5 の上に示すように、積算の受熱量 Q は水添加による潜熱分の吸収（燃料熱量の約 2%）にも拘わらず、いずれの場合も水添加なしの場合に比べて低下がほとんど生じていないことが分かる。

以上の結果から、先の図 6.4.4 に示した水添加量の増大に伴う P_{max} の低下及び燃費率 b_e の悪化は、水添加による熱発生率の抑制により燃焼時期が全体として遅延された形となつて生じており、また水添加を多層状とすることによりそれが軽減されていることが分かる。

図 6.4.6 には、燃料・水層状噴射時の燃焼解析結果およびエンジンのヒートバランスより求めた熱損失の解析結果を示す。横軸は水添加比率 W/F 、縦軸には水添加に伴う燃料噴

射期間の増分 $\Delta\theta_f$ 、受熱期間 θ_v 、有効受熱比 Q_{EFF}/Q_F 、および燃料熱量に対する熱損失と機械損失の合計割合 $\eta_{ML} + \eta_{HL}$ を示す。ここで、受熱期間 θ_v は受熱率の面積重心高さを求め、これと等しい重心高さを持つ三角形受熱モードの底辺の期間で表した値である。また、有効受熱比 Q_{EFF}/Q_F は、燃焼期間中に生じた有効熱発生量 Q_{EFF} と投入燃料の持つ発熱量 Q_F との比である。ヒートバランスから求めた熱損失 η_{HL} は、図の上に式にて示しているように、投入燃料熱量 Q_F を 1 としてこれからエンジン出力の割合 η_e 、掃排気のエントルピ差の割合 η_{ex} および添加水の潜熱 Q_{WL} と Q_F の比 Q_{WL}/Q_F を差し引いた残りを機械損失及び熱損失の合計 $\eta_{ML} + \eta_{HL}$ として求めたものであり、機械損失 η_{ML} はほぼ一定と考えられるためこの値から熱損失 η_{HL} の変化を読みとることが出来るものと考えられる。先に図 6.4.2 にて示した様に、水添加比率 W/F の増大と共に燃料噴射期間の増大を伴うが、この増大量 $\Delta\theta_f$ にほぼ対応してその期間の増分だけ受熱期間 θ_v の増大が生じていることが分かる。また、 W/F の増大に伴って有効受熱比 Q_{EFF}/Q_F の減少が見られるが、二点鎖線にて示す添加水の潜熱に相当する熱量 Q_{WL}/Q_F 比べてその減少量は少ないことが分かる。また、ヒートバランスの結果からも熱損失 η_{HL} が W/F の増大と共に減少していることが推定される。すなわち、水添加による火炎温度の低下によって、主に輻射による壁面への伝熱損失が低下しているものと推定され、前述の有効熱発生量 Q_{EFF} の減少量が水の潜熱量に比べて少ないことに対応しているものと考ええる。

次に、多層状燃料・水噴射における中間部燃料の割合を変化させた場合の試験結果からその時の燃焼特性の変化について検討する。図 6.4.7 にこの時の受熱率の比較を示した。

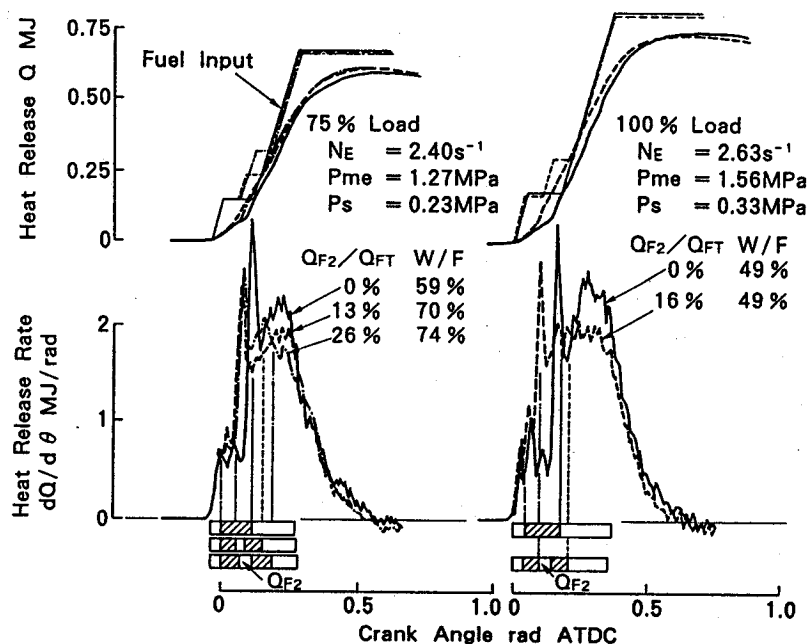


図 6.4.7 多層状噴射時の燃焼特性の比較

図の左は 75% 負荷一定にて、全燃料噴射量 Q_{FT} に対する中間燃料量 Q_{F2} の比 Q_{F2}/Q_{FT} を変化させたもので、掃気圧力 P_S は 0.23 MPa である。図の右は 100% 負荷の場合の結果（掃気圧力 $P_S = 0.33$ MPa）を示した。図の横軸はクランク角度、縦軸にはクランク角度当たりの受熱率 $dQ/d\theta$ 、およびその積分値である積算受熱量 Q を示す。また、図の下にそれぞれの噴射期間中において幾何学的に水が噴射されていると推定される期間を斜線にて示した。先の図 6.4.5 にて示したように、実線の単層噴射 ($Q_{F2}/Q_{FT} = 0\%$) に比べて多層状とすることにより燃焼初期の水添加に対応する燃焼の停滞は減少しているが、中間燃料量 Q_{F2} を増大することにより第 2 層目の水噴射のタイミングが遅れるために破線および一点鎖線にて示すように中期の受熱率の増大及び噴射後期の受熱率の減少が明瞭に見られる。このことから、低速ディーゼルにおける燃料・水層状噴射はその層状化の配分によってある程度の燃焼モード制御が可能であることが分かる。図の上に積算受熱量 Q と対比して、幾何学的な燃料の噴射量に対応した投入燃料熱量の積算値の変化を示した。単層及び多層の場合共に、水の噴射が終了する時期までには、それまでに噴射された燃料の全熱量にほぼ相当する受熱が完了していることが分かる。

図 6.4.8 にはこのときの NO_x および燃費率 b_e の相対的な変化 ΔNO_x および Δb_e を、中間燃料量割合 Q_{F2}/Q_{FT} を横軸として示した。○印は 75% 負荷、△印は 100% 負荷の場合の結果であり、いずれも水添加比率 W/F は約 50% としている。 Q_{F2} の増大によって実質的な受熱の

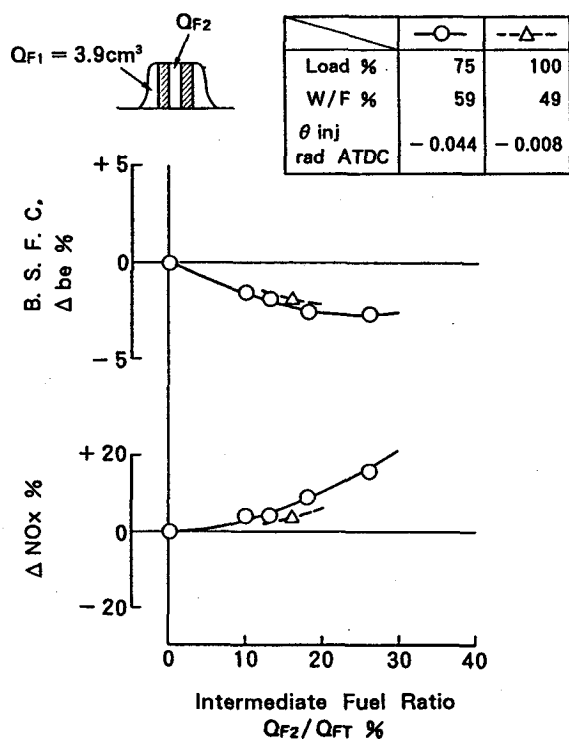


図 6.4.8 多層状噴射時の中間燃料割合変化性能

タイミングが進角することから、図に示すように燃費率 Δb_e の低減が得られる。このときのNOxの変化は全体として Q_{F2} の増大と共に増大傾向にあるが、 Q_{F2} の少ない間はNOxの増大は比較的少ない。すなわち Q_{F2} の増大と共に第2層目の水による火炎冷却およびそれに伴うNOx低減の効果が減じられ、第1層目の水だけの効果に漸近するものと考えられる。以上の結果より、NOxと燃費率のトレードオフの点から、中間燃料割合は15%程度が最適であると考えられる。

以上の様に、低速ディーゼルエンジンにおいては燃料・水層状噴射の量と時期の配分を制御することにより、 P_{max} や燃費率のみでなくNOxの生成についてもある程度忠実に制御変化されている可能性があり、層状噴射された水の噴霧火炎内への分散やそのタイミングなど、非定常噴霧火炎の構造について今後追求していくことにより、その制御が可能となるものとする。

図6.4.9に、先に第6.3節にて述べた高速ディーゼルにおける燃料・水層状噴射燃焼の結果と対比して、低速ディーゼルの結果を示した。図の横軸は水添加比率 W/F 、縦軸には

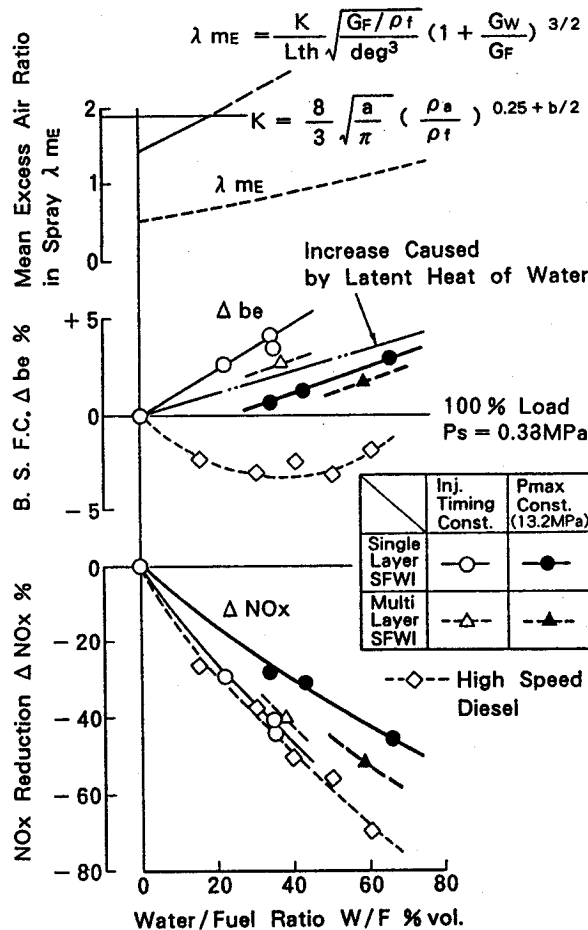


図 6.4.9 低速ディーゼルにおける燃料・水層状噴射燃焼性能の評価

$W/F=0\%$ のときの値を基準とした NO_x および燃費率の相対変化量 ΔNO_x および Δb_e を示す。燃料噴射時期を一定として水添加割合 W/F を増した場合（白印）、 NO_x の低減割合は低速（○印）および高速（◇印）エンジン共に大差はなく、いずれも水添加比率 W/F の値とほぼ同量の NO_x 低減率 ΔNO_x が得られている。しかし、高速エンジンの場合の筒内最高圧力 P_{max} は水添加してもほとんど変化しない（例えば第6.3.3節の図6.3.6を参照）のに対して、低速ディーゼルにおいては前述の様に受熱のタイミングの遅れや P_{max} の低下などサイクルの温度、圧力条件の変化による NO_x の低減も含まれており、これを含めて考えると低速ディーゼルにおける水添加の NO_x 低減への有効性は高速ディーゼルの場合に比べて低く、その原因としては、低速エンジンの方が噴霧内火炎領域への水の分散性が低いことによるものであると考える。一方、燃費率については高速ディーゼルでは、水添加時の噴霧運動量の増大により燃焼速度の増大が見られ低燃費率化も得られるが、低速ディーゼルにおいては、 P_{max} の低下と水の潜熱に相当する燃費率悪化を伴い、燃焼改善の効果は得られていない。図の上に先の第6.2節にて式(6.2.3)で示した噴霧運動量理論による噴射終了時の噴霧内平均空気過剰率 λ_{mE} の計算結果を示した。低速、高速共に、水添加量の増大により λ_{mE} は増大するが、低速ディーゼルにおいては燃料噴射弁の噴口径 d_{eq} に対する毎回の噴射量 G_F が相対的に多いことから $W/F=0\%$ においてすでに λ_{mE} は高く、高速ディーゼルに比べて良好な燃焼をすでに実現している低速ディーゼルにおいては、水添加時の噴霧運動量増大による燃焼改善の効果は少ないことが分かる。

図6.4.9の黒印は、低速エンジンでの噴射時期変化試験の結果から筒内最高圧力 P_{max} を一定となるように補間して求めた NO_x 及び燃費率 b_e の変化を示す。図より、多層状の燃料・水噴射により、 P_{max} を一定にして NO_x 低減率50%を燃費率の悪化1.5%にて得られることが分かる。

6.4.4 まとめ

ディーゼルエンジンの低 NO_x 化を目指して、新方式の燃料・水層状噴射システムを提案し、これによりディーゼル噴霧の物理性状を制御された不均質化状態とすることを試みた。前節第6.3節の高速ディーゼルでの燃焼試験に引き続き、大形低速2サイクルディーゼルの用いた単筒機燃焼試験を実施した結果、低速エンジンにおいては、燃料噴射弁内への水注入を2層に分けた多層状噴射が、燃費率の悪化を最小とした低 NO_x 化に有効であり、その結果、燃費率悪化1.5%にて NO_x を50%低減できる見通しを得た。

6.5 むすび

新方式の燃料・水層状噴射（SFWI:Stratified Fuel-Water Injection）システムについて、本システムによるディーゼル噴霧燃焼特性および NO_x 低減手法としての有効性を明らかにするために、高速4サイクルディーゼルおよび低速2サイクルディーゼルを対象とし

た単筒実験機による燃焼基礎試験を実施した結果、以下の結論を得た。

- 1) 高速 4 サイクルディーゼルを対象とした単筒実験機による燃焼試験の結果、本システムによって噴射初期には燃料 100%の噴霧が形成され、良好な着火性が維持されること、後続噴霧に含まれる水分による火炎温度の低下により NOx が大幅に低減されること、空気導入の増進による燃費率及び煙濃度の低減が図れること、を明らかにした。また、本噴射システムを用いることにより、NOx 排出濃度が 100ppm 以下のレベルを実現できることを示した。
- 2) 大形低速 2 サイクルディーゼルを用いた単筒機燃焼試験を実施した結果、低速エンジンにおいては、燃料噴射弁内への水注入を 2 層に分けた多層状噴射が、燃費率の悪化を最小とした低 NOx 化に有効であり、その結果、燃費率悪化 1.5%にて NOx を 50%低減できる見通しを得た。
- 3) 小形から大形までの各種ディーゼルエンジンに対し、燃料・水層状噴射(SFWI)システムが普遍的な有効性を有することおよび、本システムにおけるエンジンの回転数や大きさの違いがもたらす燃焼特性の差異について明らかにすることができた。

参考文献

- (1) Vichnievsky, R., *11th CIMAC* (1975).
- (2) Valdmanis, E. and Wulbhorst, D. E., *SAE Paper 700736* (1970).
- (3) Murayama, T., *SAE Paper 780224* (1978).
- (4) 中川・ほか 2 名, 日本機械学会講演論文集, No. 780-16-116 (1978).
- (5) 中川・ほか 2 名, 日本機械学会講演論文集, No. 780-16-117 (1978).
- (6) 三橋・ほか 5 名, 三菱重工技報, 15-2 (1978).
- (7) 廣安・ほか 2 名, 日本機械学会論文集, 48-430 (1982), 1182.
- (8) 廣安・ほか 2 名, 日本機械学会論文集, 48-433 (1982), 1811.
- (9) 中川・ほか 2 名, 日本機械学会論文集, 61-590, B (1995), 3554.
- (10) 和栗・ほか 3 名, 日本機械学会論文集, 25-156 (1959).
- (11) 和栗・ほか 3 名, 日本機械学会論文集, 25-160 (1959).
- (12) Glick, H., ほか, *J.Chem.Physics*, 27-850(1957).

第7章 結 論

本論文は、ディーゼルエンジンの今後の更なる発展のために必要な各種要件の中でも、とりわけ重要性の高い技術課題であると考えられる高出力、低燃費率および低公害性に関する高性能化を図ってゆくことを目的として、その実現のための阻害要因を明らかにし、かつ今後の高性能エンジン開発に有効な設計開発手法を構築するための、ディーゼルエンジンのサイクルの改善、吸排気系の非定常流解析技術の開発とその応用、排気ターボ過給システムの高度化、ディーゼルエンジン筒内熱損失の解析技術の高度化、および NOx 低減技術に関する研究ならびに技術開発に取り組んだ結果について述べたものである。得られた結果は各章の終わりでまとめているが、要約すると以下の通りである。

第2章では、ディーゼルエンジンの低燃費率化について、特に熱効率 50% を越える低速 2 サイクルディーゼルを中心に、低燃費率化への各種改善策について解析検討を実施し定量評価を提示した。その結果を要約すると以下の通りである。

- 1) 燃焼制御による低燃費率化には、後燃えの改善による後高燃焼化や、熱損失の低減を含めた有効受熱量の増大が必要であるが、その改善余地はあまり大きくはない。
- 2) 筒内最高圧と掃気圧の比 P_{max}/P_s および膨張比と圧縮比の比 ϵ_d/ϵ_c 増大により、サイクルの作動領域境界条件としては改善されるが、同時に空気過剰率の低下を招くことにより作動ガスの比熱比の低下がサイクルの質を悪化させている。
- 3) 2 サイクルディーゼルの掃気効率の改善は、サイクルの作動境界の条件を変えることなく更に低燃費率化できる余地が残されており、今後さらなる追求が求められる。
- 4) 2 サイクルディーゼルでは、排気ターボ過給機効率の向上により掃気孔高さを低減することができ、ピストンの有効ストロークの増大による低燃費率化が得られるが、その低減は頭打ち傾向にある。
- 5) 将来の飛躍的な高効率原動機の実現を目指すには、ディーゼルエンジンの高効率でかつ高温の排気エネルギーを排出するという特質を生かした、複合サイクル化の取り組みも必要であり、その一例として、ディーゼルの低空気過剰率化を前提としたディーゼル複合発電システムを提案した。

第3章では、エンジンの吸排気系シミュレーションの機能および精度向上ならびにその適用によるエンジンの高性能化を目的として、吸排気系二次元非定常流計算法の開発とその応用に取り組み、以下の結論を得た。

- 1) エンジンの吸気系シミュレーションの機能および精度向上を目的とし、かつ設計検討手法としても実用的な解析手法として、二次元形状を考慮した非定常流計算法を開発した。変形 FLIC (Fluid in Cell) 法を用いた二次元非定常流解析を分岐・合流部など形状の影響の大きい部分に適用し、他の部分は一次元として取り扱っているため、計算時間も短く実用的な吸気系解析評価手法を開発することができた。

2) また、本解析手法の応用として、二次元非定常流計算法によるシステム形状諸元の最適化検討をベースに、V形8シリンダエンジンの共鳴吸気システムの開発・試験を実施した。吸気系二次元非定常流計算法を用いて、体積効率向上を目的とした共鳴吸気システムの最適化を試みた結果、実機試験にて高速性能の悪化を伴うことなく低速域の体積効率を13%向上することができ、かつ車両用として搭載可能なコンパクトなシステムを開発することができた。

3) エンジンの排気系についても、管路部を一次元で取り扱い、分岐合流部および容積部を二次元で計算する実用的な解析手法で、かつ、その音響特性をも評価可能な高周波数レベルまでシミュレートすることができる排気系非定常流計算シミュレータの開発を目指して取り組んだ。その結果、エンジンの排気音を予測する手法として、分岐合流部、容積部などが持つ多次元的な形状効果を考慮した非定常流解析手法として、管部を一次元食い違い格子のFLIC法、分岐合流部と容積部を三角形要素および四角形要素の2種類の二次元FLIC法で計算することによって、実用上妥当な計算時間で系内部の脈動と排気音の予測が可能であることを示せた。

第4章では、排気ターボ過給技術のより一層の高度化によるエンジンの高性能化を目指し、1) エンジンのさらなる高効率化を図るための排気エネルギーのより積極的な有効利用を目的とした排気ターボコンパウンド技術の構築、ならびに、2) 特に中高速エンジンにおいて、排気ターボ過給化の拡大の妨げとなっているエンジンの動特性の解明ならびにその改善、について取り組み、以下の結論を得た。

1) 排気エネルギーのより積極的な有効利用技術として、排気ターボコンパウンドサイクルの基本特性ならびに排気エネルギー回収特性について明らかにし、これら特性を十分生かすことによるエネルギー回収率向上策をターボコンパウンド実験エンジンに適用した。その結果、ターボコンパウンドサイクルは、サイクル最高圧力 P_{max} を高めることなく高出力化を可能にする基本特性を有すること、排気系の高圧力比化によるブローダウンロスの低減やエンジンの低空気過剰率化による排気温度の上昇によりエネルギー回収率の向上が得られ、この特性を生かすことにより低燃料消費率化と高出力化を同時に実現できること、等の諸特性を明らかにした。また、排気ターボコンパウンド実験エンジンにこれら特性を適用し、従来の排気ターボ過給システムに比べ大幅な低燃料消費率化を実現できた。

2) 車両用排気ターボ過給エンジンの過渡応答特性の解明ならびにその改善を目指し、実機過渡特性試験による定量的評価ならびに過渡特性計算プログラムによる改善策の検討を実施した。その結果、排気ターボ過給エンジンは、過渡時に排気ターボ過給機回転の加速遅れによる給気圧の上昇遅れが大きく、発進加速時には定常時に比べて25%もの出力低下があること、また、その改善策としては、排気ターボ過給機ロータの慣性質量の低減が有効であり、排気による排気ターボ過給機の加速仕事を減少させることによる改善効果は大きいこと、等を明らかにした。

第5章では、ディーゼルエンジンの燃焼室内の現象を考慮できる熱負荷予測手法の確立および熱損失の分離評価を可能とした性能予測手法を構築するための基礎データを得ることを目的とした筒内非定常熱伝達の計測実験と各種燃焼条件の筒内非定常熱伝達に及ぼす影響の定量評価、ならびにエンジンの筒内非定常熱伝達のメカニズムの一部を解明することを目的とした筒内壁面近傍非定常熱伝達特性解析計算とメカニズムの考察、に取り組み、以下の結論を得た。

- 1) 単筒実験機を用いた筒内非定常熱伝達の計測実験を行った結果、各種燃焼条件をパラメータとして、その影響を筒内の現象の予測と対応付けて定量的に把握する事ができた。すなわち、
 - a) 筒内のスワールが強い場合には、圧縮行程および燃焼期間前半は燃焼室外周部の熱流束が増大し、また燃焼期間中は燃焼室中央部の熱流束が増大する。前者は旋回流速の増大による対流熱伝達の促進により、また後者は噴霧火炎の挙動によるものと推定される。
 - b) 燃料噴射圧力が高いと、シリンダヘッド外周部の熱流束が増大する。これは、燃料噴霧の到達距離の増大によるものと考えられる。
 - c) 小径多噴口の燃料噴射弁では、大径小噴口の場合と比較して、燃焼室中央部で熱流束が大きい。噴口径が小さいと噴霧の到達距離が短縮されるためと考えられる。
 - d) 燃料噴射時期を早めると、熱流束の最大値が増大する。筒内ガス温度の上昇によるものと推定される。しかし、その増大量は従来の予測式によるものを大幅に上回る量である。
 - e) シリンダライナ上部の熱流束は、ピストンにより遮蔽されている期間中であっても、燃焼期間の初期に急峻な熱流束のピークを生じる。急激な筒内圧力上昇により狭隘間隙に押し込まれた高温ガスの急速な壁面への熱伝達によるものと考えられる。また、この現象はこれまで着目されていなかったが、エンジンの熱効率に重要な影響を持つものと考えられる。
- 2) エンジンの筒内壁面近傍の圧縮・膨張過程を伴う一次元非定常熱伝導モデルにより筒内非定常熱伝達特性解析計算を実施し、高壁温下での筒内ガス非定常熱伝達特性に関して考察を行った結果、高壁温下での壁面近傍の高温ガスが圧縮されることにより、より高温となって最大伝達熱量がかえって増大すること、ならびにその結果、エンジンの断熱化による熱効率の向上は大きくは期待できないこと、等の非定常伝熱メカニズムの一部を解析的に明らかにすることができた。

第6章では、新方式の燃料・水層状噴射 (SFWI: Stratified Fuel-Water Injection) システムについて、本システムによるディーゼル噴霧燃焼特性および NOx 低減手法としての有効性を明らかにするために、高速4サイクルディーゼルおよび低速2サイクルディーゼルを対象とした単筒実験機による燃焼基礎試験を実施した結果、以下の結論を得た。

- 1) 高速4サイクルディーゼルを対象とした単筒実験機による燃焼試験の結果、本システム

によって噴射初期には燃料 100%の噴霧が形成され、良好な着火性が維持されること、後続噴霧に含まれる水分による火炎温度の低下により NOx が大幅に低減されること、空気導入の増進による燃費率及び煙濃度の低減が図れること、を明らかにした。また、本噴射システムを用いることにより、NOx 排出濃度が 100ppm 以下のレベルを実現できることを示した。

- 2) 大形低速 2 サイクルディーゼルを用いた単筒機燃焼試験を実施した結果、低速機関においては、燃料噴射弁内への水注入を 2 層に分けた多層状噴射が、燃費率の悪化を最小とした低 NOx 化に有効であり、その結果、燃費率悪化 1.5%にて NOx を 50%低減できる見通しを得た。

謝 辞

本研究は大阪大学大学院工学研究科産業機械工学専攻博士後期課程在学中にまとめたものです。研究をまとめるにあたり、終始一貫して懇切丁寧なる御指導と有益なる御助言を賜るとともに、本論文の執筆に際しても綿密なる御校閲を頂きました 大阪大学工学部 高城 敏美 教授に、深い敬意と心からの謝意を表します。

また、本論文をまとめるにあたり、御校閲と御指導を賜りました大阪大学工学部 香月 正司 教授、片岡 勲 教授に深く感謝致します。

本研究の全ては、三菱重工業株式会社長崎研究所における研究業務として遂行したものでありますが、著者に本研究の機会を与えて頂き、長年にわたり多大なる技術上の御指導と御鞭撻、御支援を頂きました大阪産業大学 串山 正 教授、熊本工業大学 立石 又二 教授、三菱重工業株式会社長崎研究所 下田 邦彦 技師長に心からお礼を申し上げます。

また、本論文のとりまとめに際し御鞭撻、御支援を頂きました 三菱重工業株式会社技術本部 田中 重穂 常務取締役本部長、同長崎研究所 竹田 頼正 所長、徳田 君代 次長をはじめとする関係各位に深く謝意を表します。そして、本研究の実質的な遂行に際し、計算、実験、解析など多岐にわたる御協力を頂きました同所内燃機・油機研究推進室 永江 禎範 主務、赤川 裕和 主任、石田 裕幸 社員、第二実験課 後藤 敬造 主任をはじめとする関係各位に心から感謝致します。

本研究の各部はそれぞれ、三菱重工業株式会社および三菱自動車工業株式会社のエンジン高性能化研究・開発の一環として取り組んできたものであり、三菱重工業株式会社原動機事業本部ディーゼル部、同社神戸造船所原動機技術部、同社横浜製作所原動機技術部、同社相模原製作所エンジン技術部、三菱自動車工業株式会社トラック・バス開発本部エンジン研究部、同社乗用車開発本部エンジン研究部の皆様に絶大なる御支援と御協力を頂きました。

ここに、御指導ならびに御支援を頂きました皆様へ、改めて深甚なる感謝の意を表します。