

ディーゼルエンジンのライトサイジングによる 部分負荷の熱効率向上コンセプト(第1報)

－シミュレーションによるコンセプト構築と実機検証結果－

Right-Sizing Concept for Improving Thermal Efficiency of Diesel Engine at Partial Load (First Report)
- Engine Concept Construction Using Simulation and Prototype Demonstration -

大橋 伸匡*
Nobumasa Ohashi

伊東 光*
Hikaru Ito

古川 貴幸*
Takayuki Furukawa

榎 和広*
Kazuhiro Enoki

石川 直也*
Naoya Ishikawa

要 旨

小型商用車を対象に、使用頻度が高い部分負荷の熱効率改善方法を検討した。0次元モデルによる解析の結果、熱効率改善で課題となる要素間トレードオフが大排気量化を起点として解決することがわかった。コンセプトに基づいた実機検証では、熱効率の向上と平成28年排出ガス規制適合を確認した。

Abstract

The purpose of this study is to improve fuel economy at part load operation for light commercial vehicles. 0-D engine simulation results show that increasing displacement and removing turbochargers solve multiple trade-offs between component technologies that are barriers to improving thermal efficiency. A prototype engine was produced to verify the effectiveness of this right-sizing concept. As a result of prototype demonstration, the concept engine can meet Japan's post-Post New Long-Term emissions regulations while improving thermal efficiency.

1 はじめに

産業革命以降のGHG(温室効果ガス：Greenhouse Gas)の排出量の増加に伴う地球温暖化防止のため、世界の主要国は2050年までにCN(カーボンニュートラル：Carbon Neutral)社会の実現を目指すと言っている。CO₂排出量のおよそ18%を占める運輸部門における取り組みとして、再生可能エネルギーから製造した電力や水素を用いた電動車の推進が行われているが、充電や水素インフラの整備には相応の時間を要することが考えられる。その一方で再生可能電力と大気から回収したCO₂で製造される合成燃料は、既存のインフラを用いた供給が可能であり、将来のCNな燃料として期待されているが、供給量やコストに課題があるためにCN燃料も普及には時間がかかると考えられている。このため再生可能エネルギーが普及したCN社会となるまでの間に排出され続けるCO₂排出積算量をいかに抑えるかが重要である。

人々の生活や社会を広く支える商用車は、稼働時間や航続距離、積載量など、多くの要求に合わせて動力源を選択することが重要である。ここで、LCA(Life Cycle Assessment)の観点では、内燃機関を動力源とした商用車のCO₂排出量は、走行時に排出されるCO₂

が大半を占めているため、実使用条件での熱効率の向上が重要と考えられる。

図1に、重量車燃費区分のうちT2カテゴリを対象とした都市内走行モードにおける出力頻度を、エンジン出力10kWごとに整理して示している。縦軸には機関回転速度1,600rpmにおける従来の典型的なディーゼルエンジンの正味熱効率も併せて図示している。従来のエンジンの最高熱効率は70–80kW付近で発現しており、使用頻度の高い条件と重ならないことがわかる。そこで、同図に示す目標コンセプトのように実使用領域と高熱効率となる条件を合わせることができれば、更なるCO₂削減が可能であると考えられる。そこで本研究では、小型商用車の実使用時のCO₂排出量を削減するため、10kW–30kWの部分負荷で高効率領域が発現するコンセプトの提案を行った。

* (株)いすゞ中央研究所

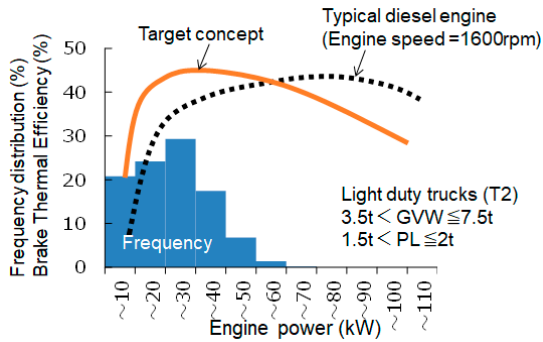


図1 小型商用車における出力頻度と熱効率の関係

表1に本研究の目標値を示す。最大トルクと最高出力は、小型商用車で利用を想定しそれぞれ375Nm、90kWとした。排出ガスは平成28年ディーゼル重量車排出ガス規制に適合し、燃料消費量は2025年重量車燃費基準比10%超の改善とした。

表1 本研究の目標値

Max. Torque/Power	375Nm / 90kW
Emissions regulations	Japan's post-Post New Long-Term emissions regulations
Fuel economy standards	Exceeding 10% improving for 2025 fuel economy standards

本稿では、0次元エンジンモデルと多目的最適化を組み合わせたシミュレーションを行い、部分負荷条件において高熱効率が得られるエンジンシステムの探索とコンセプトの構築を実施した。そして、これらの結果に基づいて構築したプロトエンジンによる実機検証結果について報告する。

2 エンジンコンセプト

2.1 0次元エンジンモデル概要

エンジンの熱効率向上には、図示熱効率の向上と摩擦損失低減が必要となるが、図示熱効率の向上のために、圧縮比の増加や等容度を高めると、冷却損失や摩擦損失が増加し正味熱効率が向上するとは限らない⁽¹⁾⁽²⁾。無数に存在するエンジンの要素技術の組み合わせの中から、図示熱効率の向上と摩擦損失の低減を両立する技術の組み合わせを見出すことが課題となっている。このような課題に対しては、エンジンの数値モデルを活用した検討が効果的である。このとき各要素を詳細に記述したモデルでは、シミュレーションに膨大な計算時間を要するために非現実的であり、本研究ではリアルタイムに近い計算速度で比較的高精度にエンジン性能予測が可能な0次元モデルを適用した。

本研究で使用する0次元エンジンモデルは、燃焼モデル、ガス交換モデル、摩擦損失モデルで構成される。燃焼モデルは廣安ら⁽³⁾により開発された現象論に基づ

く0次元マルチゾーンモデルHIDECS (Hiroshima University Diesel Engine Combustion Simulation)をベースに、筒内冷却損失と筒内流動が改良された燃焼モデル⁽⁴⁾を採用した。

筒内と吸排気弁のガス交換モデルは、圧縮性流体の絞り流れとして扱い、ガス流量を算出した。このとき、過給圧力、コンプレッサ効率、タービン効率、インタークーラ効率は入力条件とし、断熱圧縮の式からコンプレッサとタービン前後の状態量を算出して、エンジン筒内への吸気温度及びエンジン排気圧力を算出した。

エンジンの摩擦損失は、摩擦負荷の大きい要素についてモデル化し、合算して算出した。摩擦力が最も大きいピストン部は、流体潤滑を仮定して、星ら⁽⁵⁾の知見を参考に、筒内圧と慣性力から算出したピストン側力がピストンスカート部へ作用し、張力と背圧がピストンリングセットにかかるとして摩擦力を算出した。クランク軸系摩擦力は完全な流体潤滑を仮定して算出し、動弁系、補器類、燃料の圧送ポンプの摩擦力は既存機関の実験結果より統計的にモデルを構築して算出した。

0次元エンジンモデルによる検討精度の確認のため、小型商用車に使用されている従来エンジン(Conventional)の実験データと計算結果を比較した。エンジンは、ボア95.4mm、ストローク104.9mmの直列4気筒ディーゼルエンジンである。

図2左側は、実験結果と0次元エンジンモデルにより予測した燃料流量マップを示しており、実験結果と同等の結果が得られていることを確認した。図2右側には、ここで得られた燃料流量マップと後述する車両諸元及び重量車燃費計算プログラム⁽⁶⁾を用いて算出した重量車燃費の相対値を示す。都市内走行モード、都市間走行モード及び平均の重量車燃費の計算結果は実験結果と比較して1%未満の誤差であり、本検討で使用する0次元モデルの予測精度は十分と判断した。

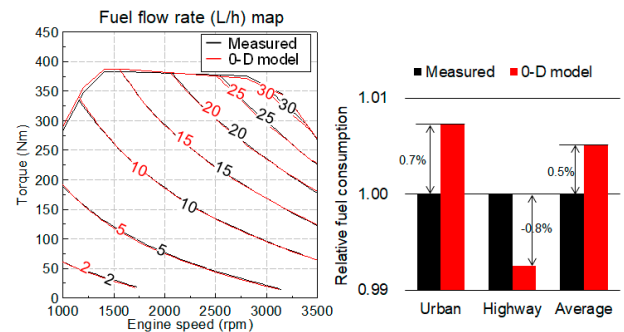


図2 シミュレーションの精度検証結果

2.2 最適化計算条件

図示熱効率と摩擦損失のトレードオフを改善するエンジンシステムの探索には、多目的最適化ソフトウェアとして、汎用の設計支援ツールであるESTECO社製のmodeFRONTIERを用いた。最適化スケジュールには、遺伝的アルゴリズムMOGA II (Multi-Objective

Genetic Algorithm II)を使用し、1世代あたりの個体数を140、進化世代数を50世代、計7,000のエンジンシステムの計算を実行した。目的関数は、図示熱効率を最大とし、摩擦損失を最小とする多目的最適化計算を実施した。

表2に、最適化計算のパラメータを示す。表には、従来エンジンの条件も併せて示した。機関回転速度1,600rpm、トルク130Nmは、後述する車両諸元を用いた場合の代表的な機関運転条件である。このときの出力は22kWとなり、これを固定したまま機関回転速度もパラメータとし、トルクは従属変数とした。排気量は小型商用車への搭載性を考慮し総排気量を1.9L-5.2Lとした4気筒ディーゼルエンジンを想定し、ボア、ストローク、コンロッド長さ、圧縮比、クランクシャフト径、ピストン重量、吸気圧力、噴射タイミング、噴射圧力を変数とした。また、いずれの計算もコンプレッサ効率とタービン効率はどちらも70%、インタクーラ効率は90%に固定した。

表2 最適化計算パラメータ

	conventional	parameters		
		Lower bound	Upper bound	Total number of values
Engine speed (rpm)	1600	800	3600	141
Torque (Nm)	130	57	257	141
Bore (mm)	95	80	115	19
Stroke (mm)	105	94	125	17
Connecting rod length (mm)	165	138	198	19
Compression ratio	17.3	14	26	13
Crank diameter (mm)	70	52	82	16
Piston weight (kg)	2.1	1.6	3.5	20
Intake pressure (kPa abs.)	140	101	232	27
Injection timing (deg.ATDC*)	-2.5	-15	15	31
Injection pressure (MPa)	140	80	150	15

* : deg.ATDC(上死点後角度 : degrees After Top Dead Center)

2.3 最適化計算結果

計算結果を図3に示す。図3左側は、横軸に摩擦損失、縦軸に図示熱効率を取って整理した結果である。一般に、トレードオフ関係にある関数の多目的最適化を行う場合、目的関数を同時に満たす唯一解は得られないため、トレードオフの集合であるパレート解を求めることになる。本計算結果においても、パレート解が現れており、このうち代表的な結果をコンセプトエンジンと呼称し、4桁の識別番号(ID)で示した。この番号は遺伝的アルゴリズムに基づく計算順序にしたがって採番されており、数字が大きいほど進化世代数も増えていることを意味する。図中には、従来エンジン諸元の計算結果も図示した。図より、コンセプトエンジンは従来エンジンに対して、摩擦損失の低減と図示熱効率が向上していることがわかった。

図3右側は、横軸にBSNO(正味出力・時間あたりの一酸化窒素の重量 : Brake Specific NO)、縦軸に正味

熱効率を取って整理した結果である。従来エンジンに対してコンセプトエンジンの正味熱効率は向上していることがわかる。ただしNOの排出量は増加しており、排出ガス適合には、De-NOx触媒の適用は必須となることが示唆された。

表3にはコンセプトエンジンの諸元を示す。排気量に着目すると、4.4L-5.2Lが選択されており、計算条件で設定した上限付近となった。吸気圧力は101kPa-112kPaであり、自然吸気条件でも成立する可能性が示唆された。クランクシャフト径は設定した下限となり、ピストン重量についても最小の1.6kgまで軽量化することが選択されている。圧縮比は18:1-25:1であり、従来エンジンと比較すると高圧縮比側が選択されていることがわかった。

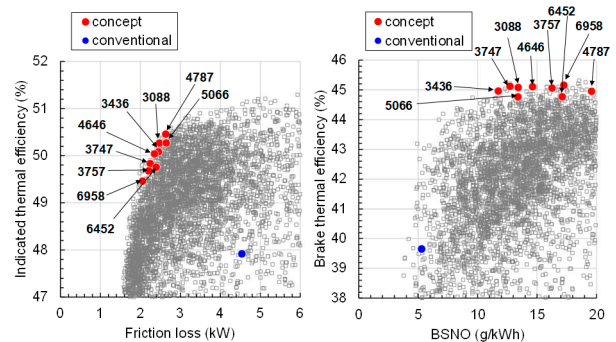


図3 最適化計算結果

表3 コンセプトエンジン諸元

ID	3088	3436	3747	3757	4646	4787	5066	6452	6958
Engine speed(rpm)	980	1060	1000	860	920	1020	1020	940	880
Torque(Nm)	212	196	207	241	225	203	203	220	235
Bore (mm)	113	115	115	115	115	115	115	115	115
Stroke(mm)	121	106	106	123	121	119	125	125	113
Conn. rod(mm)	196	199	199	199	199	199	199	199	199
Displacement (L)	4.9	4.4	4.4	5.1	5.0	5.0	5.2	5.2	4.7
Compression ratio	25	24	23	21	23	21	21	18	20
Crank diameter (mm)	52	52	52	52	52	52	52	52	52
Piston weight (kg)	1.6	2.7	2.7	1.8	1.6	1.9	2.3	2.4	2.8
Intake pressure (kPa abs.)	101	101	101	101	101	101	101	112	107
Injection timing (° ATDC)	2	0	0	2	2	0	0	-1	1
Injection pressure (MPa)	125	90	80	110	125	150	85	90	105

従来エンジンとコンセプトエンジンの違いを考察するため、最適化計算から示唆された大排気量化と高圧縮比化の関係に着目して、0次元モデルを用いて追加計算を実施した。追加計算に用いたエンジン諸元を表4に示す。計算条件は、機関回転速度1,600rpm、トルク130Nmとした。各排気量で筒内空気過剰率が3.0となるように過給圧を設定しており、最も排気量が大きい5Lでは自然吸気条件となっている。噴射タイミングと噴射圧力はそれぞれ-4° ATDC、130MPaに固定した。

表4 計算条件

Cylinder Number (-)	4	4	4	4	4	4
Displacement (L)	2.0	2.5	3.0	3.5	4.0	5.0
Bore (mm)	85	90	95	100	105	115
Stroke (mm)	89	98	105	111	115	121

図4には、横軸に圧縮比、縦軸に排気量を取って、Pmax(筒内最高圧力: Maximum Cylinder Pressure)、冷却損失、ISFC(図示燃料消費率: Indicated Specific Fuel Consumption)、タービン出口排気温度を計算した結果を示す。また従来エンジンとして排気量3Lの諸元を、5L相当の排気量としてコンセプトエンジンから代表的な3つの諸元を図中にプロットした。

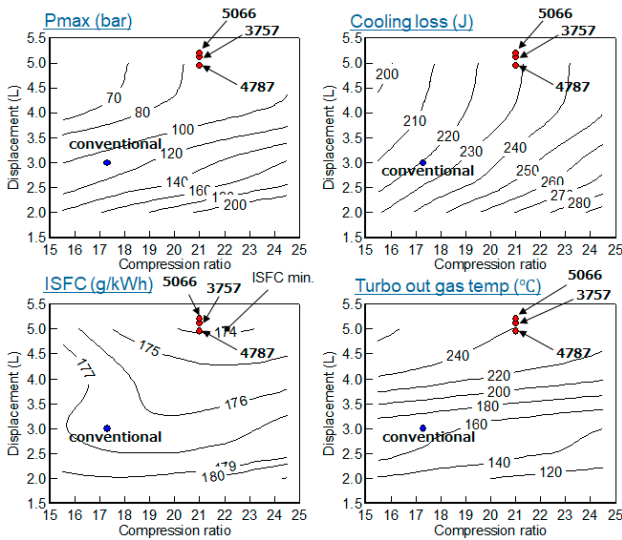


図4 圧縮比と排気量が各特性値に及ぼす影響

図より、従来エンジンで圧縮比を高めた場合、Pmax及び冷却損失の増加と、排気温度が低下していることがわかり、熱効率を高めるときの課題と同じ傾向が得られた。これに対して、排気量を大きくしたコンセプトエンジンは、高圧縮化と組み合わせてもPmaxは従来エンジン以下となり、また冷却損失もあまり増加しない。冷却損失に与える影響は、筒内圧力の低下と燃焼室のS/V(表面積/体積)比の低下が関連していることが考えられる。ここで、TDC(上死点: Top Dead Center)時におけるS/V比は、従来エンジンが $3.94\text{cm}^2/\text{cm}^3$ であるが、排気量一定のまま圧縮比を21まで高めた場合は $4.75\text{cm}^2/\text{cm}^3$ となり20%増加する。これに対してコンセプトエンジン相当の排気量5Lまで増加した場合は圧縮比を21まで高めても $3.87\text{cm}^2/\text{cm}^3$ となり、高圧縮化による燃焼室容積減少によるS/V比の増加を大ボア化によって抑制することができる。これらの効果によって、冷却損失はあまり増加せず、ISFCが最小となるのは、圧縮比22、排気量5Lであり、最適化計算で見出されたコンセプトエン

ジンの諸元に近いことが再確認された。またタービンでの排気エネルギー回収量が減少するため、排気温度低下も抑制される。このことは後処理装置の浄化率を高めることが可能となり、図3で示したエンジンアウトNOの増加を後処理装置と組み合わせることで対応できる可能性が示唆された。排出ガスの適合性については、2.4.2項の「排出ガス目標に対する検討」にて説明する。

次に、ボア・ストロークの影響について考察した。コンセプトエンジンのボアは、計算条件で設定した上限の115mmが多く選択されており、この影響について0次元エンジンモデルを用いた追加計算により確認した。計算条件は1,600rpm、トルク130Nmとし、圧縮比とボアをパラメータとした。単純化のために総排気量は5Lで固定した自然吸気条件とし、またボア径に応じてストローク長さを変更した。

図5には、横軸に圧縮比、縦軸にボア径及びストローク長を取って、ISFC、冷却損失、FMEP(摩擦平均有効圧力: Friction Mean Effective Pressure)、BSFC(正味燃料消費率: Brake Specific Fuel Consumption)を計算した結果を示す。

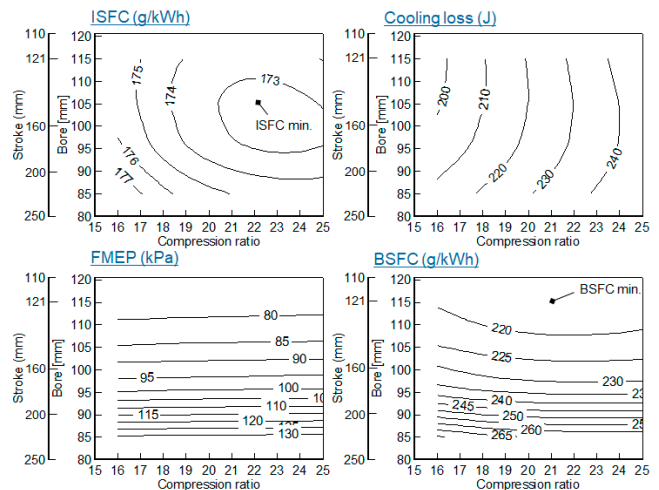


図5 圧縮比とボア径が各特性値に及ぼす影響

本計算条件の範囲では、大ボア・ショートストロークと高圧縮比側の組み合わせの方がISFCは改善する傾向を示した。冷却損失に着目すると、圧縮比が高くなるほど増加するが、同一圧縮比条件では、ボア・ストロークの違いによる熱損失の変化は小さい。ここで本モデルの熱伝達率は次の式(1)、式(2)を用いている⁽⁴⁾。

$$h = 0.013mD^{-0.2}P^{0.8}T^{-0.53}w^{0.8} \quad (1)$$

$$w = 2.28C_m + n \frac{dQ}{dt} \frac{T_1}{P_1 V_1} \quad (2)$$

ここで、 h は熱伝達率、 D はボア径、 P は圧力、 T は温度、 C_m はピストン平均速度、 dQ/dt は熱発生率、 T_1 、 P_1 、 V_1 は吸気弁閉弁時の温度、圧力、体積、 m

及び n はモデル定数である。一般にショートストローク化は、燃焼室のS/V比が増加するため熱損失が増加するが、本計算では、ショートストローク化による平均ピストン速度の低減が熱伝達率を低下させたためと考えられる。BSFCが最小となる諸元は、ボア115mm、圧縮比21であり、コンセプトエンジンの諸元近傍になることが再確認された。ISFCが最小となる諸元と僅かに異なるのは、摩擦損失の影響であり、摩擦損失は大ボア・ショートストローク化に伴って減少することが示されている。摩擦予測は、筒内圧と慣性力から算出したピストン側力がピストンスカートにかかることと仮定した流体潤滑条件を用いているため、ショートストローク化に伴うピストン速度の低下によって摩擦力が減少したためである。

以上のように、本計算結果で見出されたコンセプトは、大ボア化による大排気量化起点として、従来課題解決が困難であった高圧縮比化によるPmax上昇や冷却損失増加といったデメリットを改善して、燃費を改善できることがわかった。

2.4 コンセプトエンジンの目標到達検討

2.4.1 燃費目標に対する検討

2.3節で述べた結果をもとに、コンセプトを体現する実エンジンスペックを用いて本研究目標の到達可能性を検討した。表5に機関諸元を示す。ボア115mm、ストローク115mm、排気量4.8Lのディーゼルエンジンである。圧縮比は20:1とし、過給機とEGRを廃止している。またピストン重量は従来エンジンと同一とし、クランクシャフトは細軸化した。

表5 エンジン諸元

	Conventional	Concept
Engine type	Inline 4 cylinders DI diesel	
Bore x Stroke (mm)	95 x 105	115 x 115
Displacement (L)	3.0	4.8
Compression ratio	17.3 : 1	20 : 1
Intake system	Turbocharged with intercooler	Natural aspiration
EGR system	Cooled EGR	Less
Piston weight (kg/cyl)	1.6	1.6
Crank journal diameter (mm)	φ63	φ52

図6に、機関回転速度1,600rpm条件の0次元モデルによるコンセプトエンジンと従来エンジンの正味熱効率の比較を示す。図6左側の横軸は正味平均有効圧力(Brake Mean Effective Pressure : BMEP)、右側はトルクで整理した。コンセプトエンジンの熱効率は、BMEP400kPaの部分負荷条件で6%向上すると評価された。自然吸気のため、高負荷側は空気過剰率が低下するためにBMEP 1,000kPa以上では出力が発生しない結果となったが、この排気量でのトルクは380Nmであり、本研究目標の全負荷特性は達成する。

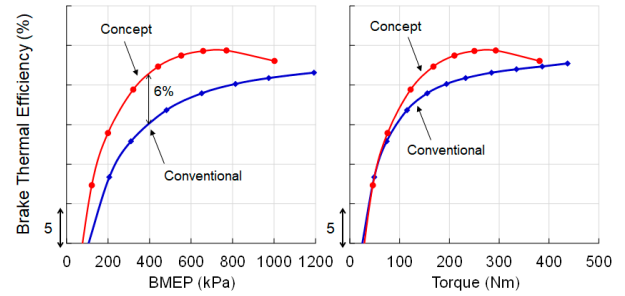


図6 正味熱効率のシミュレーション結果

図7に、0次元モデルを用いて計算したコンセプトエンジンと従来エンジンのBSFCマップを示す。横軸は機関回転速度、縦軸は出力で整理した。また表6に示す車両諸元と重量車燃費計算プログラム⁽⁶⁾を用いて重量車燃費を計算し、そのうち都市内走行モードと都市間走行モードの1秒ごとの走行点をプロットした。コンセプトエンジンのBSFCは従来エンジンより改善し、低燃費領域は低出力側に移行している。また、コンセプトエンジンの重量車燃費の計算結果は、従来エンジンに対して6%改善、2025年度基準に対しては11.1%改善となり、本研究目標を達成すると評価された。

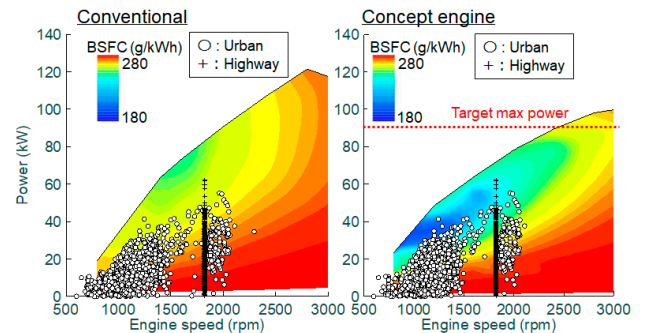


図7 正味燃料消費率マップのシミュレーション結果

表6 車両諸元パラメータ

Category of vehicle fuel economy	T2	
Gear ratio	1st	5.979
	2nd	3.434
	3rd	2.040
	4th	1.379
	5th	1.000
	6th	0.708
	Final	4.100

2.4.2 排出ガス目標に対する検討

コンセプトエンジンと後処理装置を組み合わせた際の排出ガス性能を評価した。排気後処理装置として、商用車用では一般的な、DOC(ディーゼル酸化触媒: Diesel Oxidation Catalyst)、DPF(ディーゼル微粒

子捕集フィルタ:Diesel Particulate Filter)、尿素SCR(選択的触媒還元法:Selective Catalyst Reduction)、ASC(アンモニアスリップ触媒:Ammonia Slip Catalyst)を適用した。評価には、低温から高温条件まで排出ガス浄化性能の予測が可能なモデル⁷⁾をベースに、排気管と触媒熱容量の影響を考慮可能な1次元モデルを使用した。境界条件には、0次元モデルで算出されたNO、エンジン出口排気温度、排ガス流量を与えた。本検討では、過渡試験サイクルWHTC(World-wide Harmonized Transient Cycle)を対象として、規制値を達成するための触媒容量の選定を実施した。

図8には、同一触媒容量条件下でのWHTCの冷間始動モードにおける従来エンジンとコンセプトエンジンのSCR入口ガス温度と、従来エンジンとの温度差を示す。モード開始からコンセプトエンジンのSCR入口ガス温度は高く、過給機廃止による効果は過渡条件でも得られることがわかった。

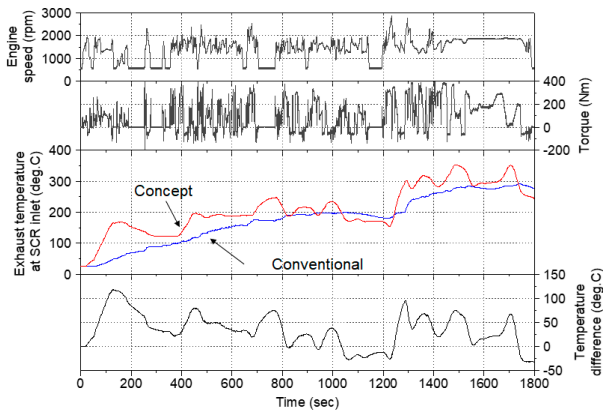


図8 WHTC冷間始動モードのシミュレーション結果

図9には、SCR容量が触媒通過後のNO_x排出量に及ぼす影響をDOCとDPFの合計容量をパラメータとして計算した結果を示す。DOC、DPFの容量が小さくSCR容量が大きいほどNO_x排出量は低下すると評価された。これはDOCとDPFの熱容量が低下するために下流のSCR温度が上昇することと、SCR容量の増加は、触媒内における排ガスの滞留時間が長くなり浄化率が向上するためである。本結果より、DOCとDPFの合計容量を4L、SCR容量を14L以上とすることで目標を達成することがわかり、EGRを用いずに従来の後処理装置構成で排出ガス規制に適合できる仕様が見出された。

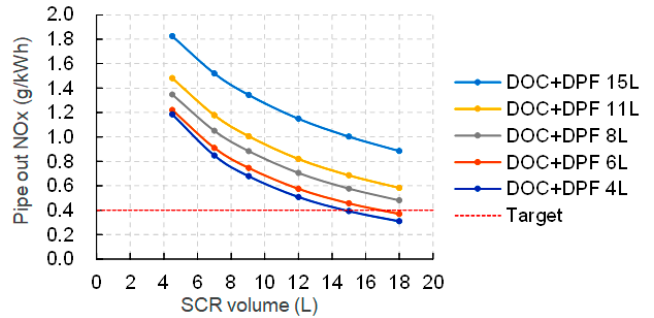


図9 WHTCモードの触媒出口NO_x計算結果

3 実機検証結果

3.1 検証用エンジンシステム

シミュレーションの結果に基づいてコンセプトエンジンシステムを構築した。図10に構成図を、図11に後処理システム外観を示す。検証用エンジン諸元は、2.4節で検討したとおり表5に示されるが、本試験では下2項目のピストンとクランクの改良は反映しておらず、評価に用いたエンジンのピストン重量とクランクシャフト径はそれぞれ、2.13kg/cyl、φ 82mmである。後処理装置は、2.4節の結果に基づき、DOC容量1.2L、DPD容量2.6L、SCR容量14.6L、ASC容量は3.7Lを使用した。

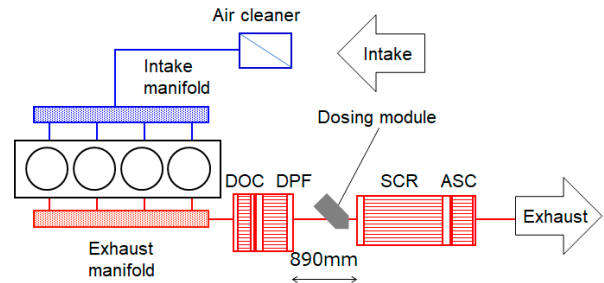


図10 エンジンシステム構成図

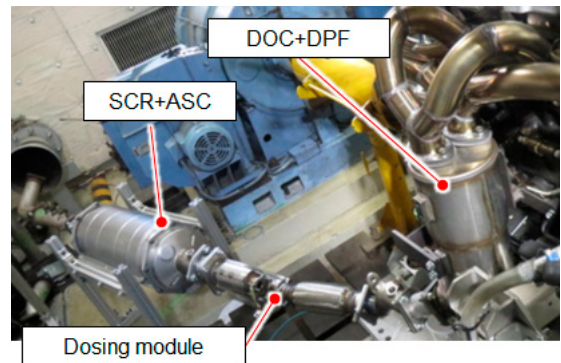


図11 評価用後処理システム

3.2 出力燃費試験結果

図12には、コンセプトエンジンを用いて最大トルク、最高出力、Pmaxのデータを取得した結果を示す。本研究目標全負荷性能は、Pmax9.5MPa以下で達成することが確認された。

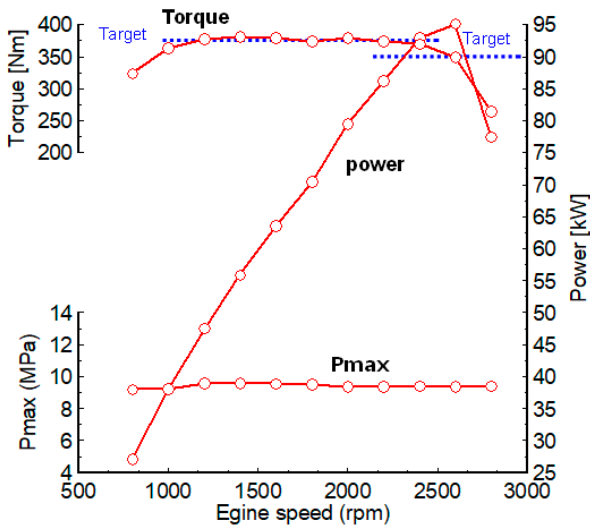


図12 コンセプトエンジンの全負荷試験結果

図13には、取得したコンセプトエンジンの正味熱効率データを、従来エンジンとの差分として示す。コンセプトエンジンは10kW-30kWの部分負荷領域で1%-2%pt向上していることがわかった。図14には取得した燃料消費量データと表6に示す車両諸元を用いて重量車燃費を算出した結果を、2025年度重量車燃費基準値に対する改善率として示した。燃料消費量は5%改善し、過給機廃止によるポンプロス低減と、高圧縮比化による効果が得られた。目標達成に向けた残る5%の改善は、シミュレーションで見出されている摩擦損失の低減技術の組み合わせで対応する。検討結果は第2報で報告する。

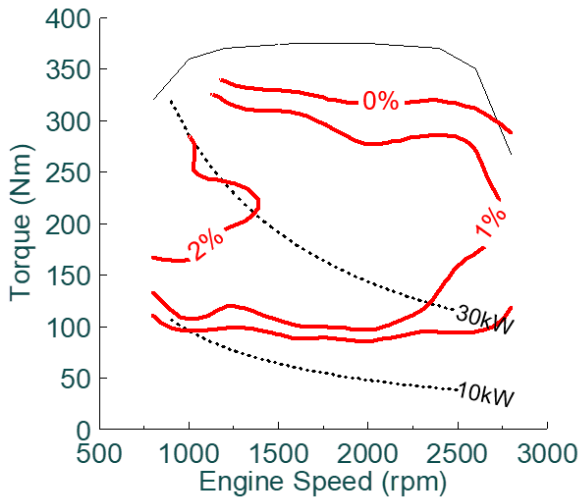


図13 コンセプトエンジンの熱効率改善効果

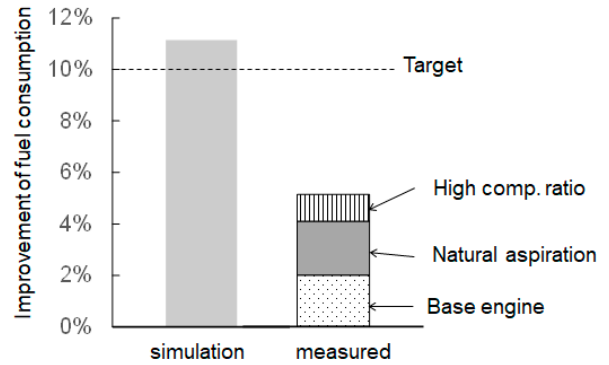


図14 重量車燃費の改善効果

3.3 排出ガス試験結果

ディーゼル重量車排出ガス試験を実施した。試験は、過渡試験サイクルWHTCと定常試験サイクルWHSC(World-wide Harmonized Steady-state Cycle)を実施した。排出ガス濃度の計測は、堀場製作所製エンジン排出ガス分析計(MEXA-1600DEGR)を使用し、黒煙はAVL製オパシメータ(AVL439)を使用して計測した。

図15にはWHTC coldモードにおけるSCR入口ガス温度、コンセプトエンジンと従来エンジンとのSCR入口ガス温度差、エンジン出口(engine out)と後処理出口(pipe out)の積算NOx排出量を示す。モード開始から800sec付近まで、コンセプトエンジンのSCR入口ガス温度が高いことが確認され、1次元シミュレーションの結果を再現した。また、モード開始400sec付近でSCRによるNOx浄化が機能する温度に到達し、この時間からpipe out NOxは低減することが確認された。

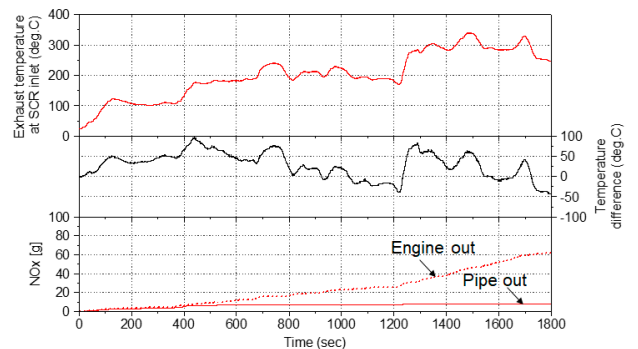


図15 WHTC冷間始動モード試験結果

図16は、各排出ガス成分をNOx排出量を横軸に取って整理した結果を示す。全ての排出ガスは平成28年排出ガス規制値以下に低減できることが確認された。

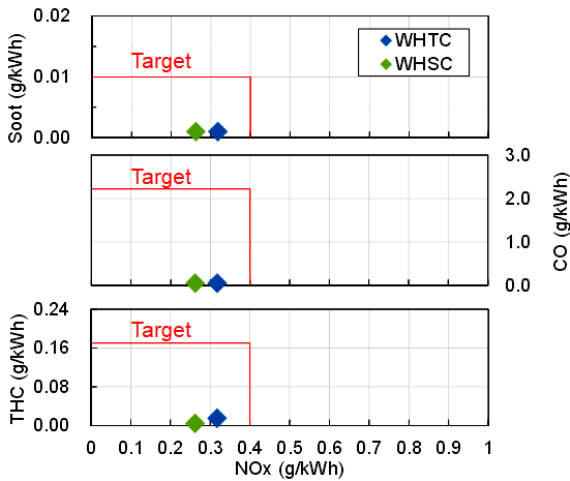


図16 コンセプトエンジンのWHDC試験結果

以上の結果、コンセプトエンジンの部分負荷の熱効率の向上と排出ガス適合性を確認でき、0次元計算によって見出されたコンセプトの有効性を確認した。本コンセプトは排気量の適正化(Right-Sizing)により、従来培ってきた技術の組み合わせで構築可能なシステムである。大排気量を起点とした要素技術の最適化の効果は、乗用車ディーゼルエンジンにおいても報告されているが⁽⁸⁾、小型商用車用ディーゼルエンジンにおいても有効であることがわかった。

4 まとめ

- (1) 小型商用車を対象に、0次元モデルと多目的最適化を適用し、使用頻度が高い部分負荷条件において、図示熱効率が最大、摩擦損失が最小となるエンジンシステムの探索を実施した。その結果、従来エンジンに対して燃費が改善するシステムが存在することがわかった。
- (2) 最適化されたエンジンは、大排気量、自然吸気、高圧縮比、低摩擦損失技術によって構成されていることがわかった。これらの技術の組み合わせは、高圧縮比によるPmax上昇や高圧縮比による冷却損失増加といった課題を解決した組み合わせであることがわかった。
- (3) 1次元モデルを用いた計算により、後処理装置を組み合わせた排出ガス性能を検証した結果、EGRを用いないNOx排出量が多いコンセプトエンジンでも、従来の後処理装置構成で排出ガス目標を達成できることがわかった。

- (4) 排気量4.8Lディーゼルエンジンをベースに、過給機とEGRを廃止し、圧縮比を20としたエンジンを試作し、後処理システムを搭載して台上試験を実施した。その結果、最大トルク375Nm、最高出力90kWを、Pmax9.5MPa以下で達成し、部分負荷の熱効率も改善していることを確認した。また平成28年排出ガス規制値に適合した。

5 おわりに

本研究の試験遂行には、(株)いすゞ中央研究所の清水昭義氏、菅野健太郎氏の協力により行われたことを記し、ここに感謝の意を表す。

本報告は自動車技術会論文集Vol.55、No.3に掲載された論文を加筆修正したものである。

参考文献

- (1) Okamoto, T. et al. : New Concept for Overcoming the Trade-Off between Thermal Efficiency, Each Loss and Exhaust Emissions in a Heavy Duty Diesel Engine, SAE Int. J. Engines, volume9(2), (2016), p859-867
- (2) Mohr, D. et al. : The Thermodynamic Design, Analysis and Test of Cummins' Supertruck2 50% Brake Thermal Efficiency Engine System, SAE Technical Paper 2019-01-0247, (2019)
- (3) 廣安博之 ほか：直接噴射式ディーゼル機関の燃焼モデルと性能予測(第1報, 燃焼モデル)日本機械学会論文集(B 編), 48 巻, 432 号(1982), p.1606-1613
- (4) 荒戸景太 ほか：トータルエンジンシミュレーションシステム用0次元ディーゼル燃焼モデルの総合的な精度向上, 自動車技術会論文集, Vol.44, No.2(2013), p.293-298
- (5) Hoshi, M. et al. : A Study of Piston Friction Force in an Internal Combustion Engine, ASLE Transactions, Volume30(4) (1986), p.444-451
- (6) 重量車燃料消費計算用プログラム, 国土交通省, https://www.mlit.go.jp/jidosha/jidosha_fr10_000006.html (参照2018.1001)
- (7) 大堀鉄平 ほか：SCRモデルの高温領域でのNOx浄化性能予測精度向上の試み(第1報), 自動車技術会論文集, Vol. 48, No.2(2017), p.283-289
- (8) 志茂大輔 ほか：新世代3. 3Lクリーンディーゼルエンジンの開発(第1報), 自動車技術会2022秋季大会学術講演会前刷集, 20226125, (2022)