

重量車用ディーゼルエンジンのロングストローク化による 高圧縮比化の研究

Study of High Compression Ratio Achieved by Extending the Stroke Length
on Heavy Duty Diesel Engine

齋藤 大晃*
Hiroaki Saito

橋本 宗昌*
Munemasa Hashimoto

石井 義範*
Yoshinori Ishii

小澤 恒*
Hisashi Ozawa

要 旨

熱効率改善のために高圧縮比化する場合、燃焼室容積を縮小すると燃焼悪化と熱損失の増加を招き効果が限られる。本研究では単気筒エンジンを用いて燃焼室を変更せずにロングストローク化し圧縮比を高めた。その結果、同等空気過剰率条件では燃焼悪化を伴わず燃焼室容積縮小よりも図示熱効率改善効果が高いことが確認された。

Abstract

To improve the thermal efficiency of diesel engines, increasing the compression ratio by extending the stroke length without combustion chamber volume reduction has been suggested as an effective approach by engine combustion CFD simulations. Therefore, experimental evaluation of extended stroke specification about indicated thermal efficiency improvement effects was carried out using a single-cylinder test engine. As a result, extending the stroke length is verified to be an effective approach to improve indicated thermal efficiency, as cooling loss is significantly reduced in high load conditions. In low load conditions, reduction of exhaust loss contributed to improve indicated thermal efficiency.

1 はじめに

カーボンニュートラル社会の実現に向けた過渡期において、化石燃料を使用する内燃機関には二酸化炭素排出量の削減が求められており、特に電動化が困難な大型商用車に搭載されるディーゼル機関の熱効率改善は依然として重要である。一般的にディーゼル機関の熱効率を改善するには、高過給化及び高圧縮比化が有効である⁽¹⁾。また、高負荷域での運転割合を増やすことで摩擦損失の影響を低減できる⁽²⁾。一方で、高過給・高圧縮比で高負荷運転を行うと、筒内の最高到達圧力(Pmax)及び燃焼温度が高くなり、冷却損失が増加して熱効率の改善代は小さくなる。このため、高過給・高圧縮比の実現のみでは必ずしも高い熱効率を達成できない場合があり、燃焼室壁面の遮熱などによる冷却損失低減技術と組み合わせる必要があると考えられる⁽³⁾⁽⁴⁾。このほかにも、Pmaxを上昇させることにより、熱効率の改善を図ることもできる⁽⁵⁾。一方で、Pmaxの許容上限を引き上げるためには、各部品の高剛性化が必要となり、回転部品の慣性モーメント、エンジンの重量増加等を招き、加速性能及び摩擦損失の悪化につながるため、実走行燃費の改善効果は限られることが予想される。

ディーゼル機関の圧縮比を高める場合、大幅な部品

の変更を伴わないピストン燃焼室の口径または深さの寸法変更により燃焼室容積を削減する方法が用いられることが多い⁽⁶⁾⁽⁷⁾。一方で、燃焼室口径を狭める場合には、隣り合う噴霧による壁面衝突後の相互干渉が強まり、燃焼室を浅くする場合には、燃焼室内の流動が抑制されることで、燃焼と排出ガスの悪化を招くことが懸念される。また、燃焼室容積を削減すると、燃焼室の体積比表面積が大きくなるため、壁面の熱影響が大きくなり、冷却損失が増加することが予想される。

本研究では、このような燃焼室容積の削減を行わず、行程長さ(ストローク)を延長して幾何学的圧縮比を上昇させることで、図示熱効率の改善効果を評価することを目的に、燃焼CFD(Computational Fluid Dynamics)シミュレーションで図示熱効率の改善を検討し、試験用単気筒エンジンを用いて実機検証した。本報ではロングストローク化による図示熱効率改善効果を確認した結果について報告する。

2 燃焼CFDシミュレーションによる机上検討

2.1 CFDコード・モデル・計算条件

1章で述べた、燃焼室容積削減による高圧縮比化と、燃焼室容積及び上死点時のスキッシュ高さをそのままにストロークを伸ばして高圧縮比化する2つの方法に

* (株)いすゞ中央研究所

よる、図示熱効率の改善効果及び排出ガス性能をKIVA-3V⁽⁸⁾を用いて比較した。計算モデル及び条件を表1に示す。計算空間は中心部分から扇状に噴孔数分分割したセクターメッシュとした。計算区間は吸気弁開時期から排気弁開時期の間を想定して上死点前150deg.C.A.～上死点后150deg.C.A.とし、上死点から150deg.C.A.までの図示仕事から図示熱効率を算出した。また、圧縮比の上昇に伴って筒内容積が縮小するため、筒内の空気過剰率(λ :Excess Air Ratio)を揃えるよう初期圧力を設定した。

表1 KIVA-3Vシミュレーションで使用した計算モデルと計算条件

Droplet breakup model	KH-RT
Turbulence model	RNG k- ϵ
Fuel model	Chalmers model + Tsurushima 9 step reactions ⁽⁹⁾
Wall condition	Isothermal
Simulation period [deg.ATDC]	-150 ~ 150
Basic bore x [mm] stroke	120 x 145
Engine speed [rpm]	1,200
Excess air ratio [-]	2.0
Injection quantity [mm ³ /cycle]	86 (low load)
Injection pressure [MPa]	140
Start of main injection (Sol) [deg. BTDC]	0.0
Pre-main injection start interval [deg.C.A.]	7.0

2.2 高圧縮比化手法による性能・排出ガス比較

シミュレーションで算出した圧縮比上昇に対する図示熱効率、Pmax及びNOx排出量の変化傾向を図1に示す。燃焼室容積削減による高圧縮比化の場合、圧縮比24:1前後で図示熱効率がピークとなるが、ロングストローク化による高圧縮比化の場合では、圧縮比28:1付近まで図示熱効率が改善され、図示熱効率の改善効果がより高いことが確認された。また、燃焼室容積削減により高圧縮比化する場合、圧縮比を高めるほどPmaxが上昇し、NOx排出量が増加していくが、ロングストローク化ではそのような傾向はみられず、圧縮比を高めてもほぼ同等であった。これらの結果から、ロングストローク化による圧縮比には、図示熱効率の改善効果がより高く、排出ガス性能への影響も軽微であると見込まれた。以上のシミュレーション結果を実機で検証した。

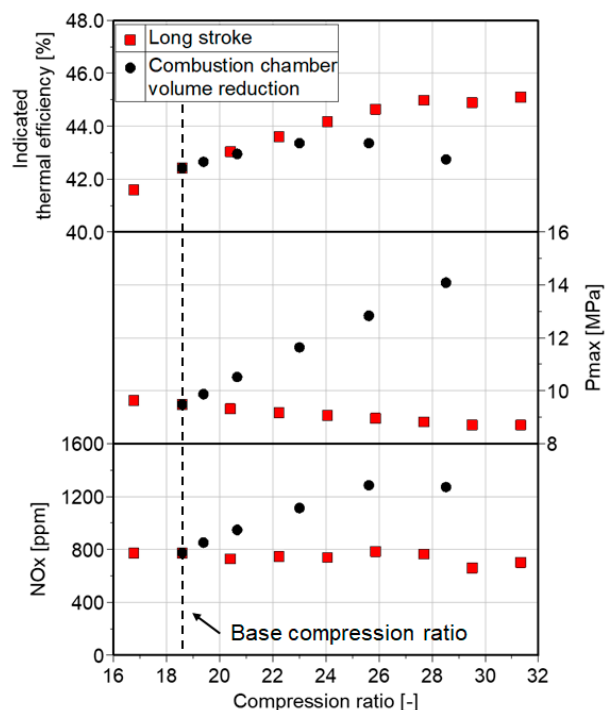


図1 高圧縮比化手法の違いによる図示熱効率、Pmax、NOx排出濃度のシミュレーション比較

本研究では、使用する供試エンジンでクランク軸からシリンダブロック上面までの高さを変えずに、回転部品が干渉しない範囲で最大ストロークとなるように後述の換装部品を設計・製作した。これにより、標準諸元の圧縮比18.41:1から20.21:1まで高圧縮比化した。

3 試験設備・エンジン諸元・試験条件

3.1 試験設備・エンジン諸元

本研究で使用した試験用単気筒エンジンの諸元を表2に示す。本エンジンは外部過給機によって最大で圧力比3.2:1まで過給可能であり、インタクーラと過給機の回転速度制御によって吸気温度を目標305Kとして ± 5 Kの範囲に収まるように調整した。また、排気管内に設置された電動弁によって排気圧力を調整することができる。排出ガス成分の計測には堀場製作所製MEXA-1600DEGRを、スモークの計測にはAVL社製スモークメータAVL415Sを用いた。吸排気圧力・温度、排出ガスなどの一般計測データについては、0.1秒ごとに計測し、1分間の計測データの平均値を採用した。スモークについては3回の計測データの平均値を採用した。燃焼解析にはKiBox Cockpit Ver.3.1を用いて1分間記録し、各サイクルの平均データを解析した。ベース仕様に対して、ロングストローク仕様では主要部品でクランクシャフト、コンロッド及びシリンダブロックを換装した。諸元としてはストローク長と圧縮比以外に排気量、コンロッド長、連かん比が異なる。上死点

容積を揃えて検証するために同じピストンを使用した
ので、燃焼室形状および上死点容積に違いはない。

表2 試験用エンジン諸元

Items	Unit	Basic stroke	Long stroke
Bore x Stroke	[mm]	120 x 145	120 x 160
Geometrical compression ratio	[-]	18.41:1	20.21:1
Displacement	[L]	1.640	1.810
Conrod length	[mm]	235.8	228.3
Stroke-to-conrod ratio	[-]	3.25	2.85
Superchargers	[-]	Two stages charging with two intercoolers at each compressor outlet	
Injector nozzle hole	[mm]	φ0.143 x 9 holes	

3.2 試験条件

試験条件を表3に示す。運転条件は評価仕様によらず同一とした。燃料噴射圧力を200MPaとし、メイン噴射量を低・高負荷の2条件設定することで、過給圧力の変更と組み合わせて幅広い λ で試験できるようにした。本研究は図示熱効率改善の効果確認が主眼のため、排気行程中の仕事を考慮しない。また、バルブオーバーラップ中の吸気吹き抜けによる筒内吸入空気の圧力低下を防ぐため、過給圧力と排気圧力が同等となるように排気管内の電動弁開度を調整した。この排気圧力の制御を安定させる目的で、外部EGR(Exhaust Gas Recirculation)の制御指示値を1.0%に設定して試験した。また、エンジンの破損を防ぐため、Pmaxが18.0MPa以下となるように制限し、高過給圧力条件下でのメイン噴射開始時期は表3に示すタイミングを基本として制限筒内圧力以下での最進角点を探索した。吸気圧力については、総噴射量66mm³/cycleの低負荷条件では0~200kPaまで20kPa間隔で計測を実施したが、188mm³/cycleの高負荷条件に関しては、0~60kPaの範囲では λ が低く、排気管内へのスモーク成分の堆積などによりその後の試験でのエンジン性能及び計測への影響が懸念されたため、吸気圧力の最低値を80kPaに引き上げて計測を実施した。

表3 試験パラメータと運転条件

Engine rotating speed	[rpm]	1,200
Fuel injection pressure	[MPa]	200
Main injection timing	[deg. BTDC]	8.5, 6.0, 3.5, 1.0, -1.5
Pre-main injection starts timing interval	[deg. C.A.]	12.0
Pre injection quantity	[mm ³ / cy.]	3
Total injection quantity	[mm ³ / cy.]	66, 188
Intake pressure (gage)	[kPa]	0 ~ 200 / 20 kPa increment
Exhaust pressure	[kPa]	Same as intake pressure
External EGR rate	[Mass. %]	1.0
Maximum limit of Pmax	[MPa]	18.0

4 試験結果・評価

4.1 ストローク違いによる図示熱効率コンター図の比較

ストローク違いによる図示熱効率の変化を比較した。図2に低負荷条件での図示熱効率、図3に高負荷条件での図示熱効率を示す。図2、3ともに上側がベース仕様、下側がロングストローク仕様の図であり、各図の最高効率点が星印で示されている。ロングストローク化により最高効率点は低負荷条件で0.3%pt、高負荷条件では1.2%ptの図示熱効率改善が確認された。高負荷条件の改善効果がより大きい理由については後述する。また、ロングストローク化により排気量が増加して吸入空気量が増加した影響で、過給圧力の低い低 λ 条件で図示熱効率の改善効果がより高いことが確認された。

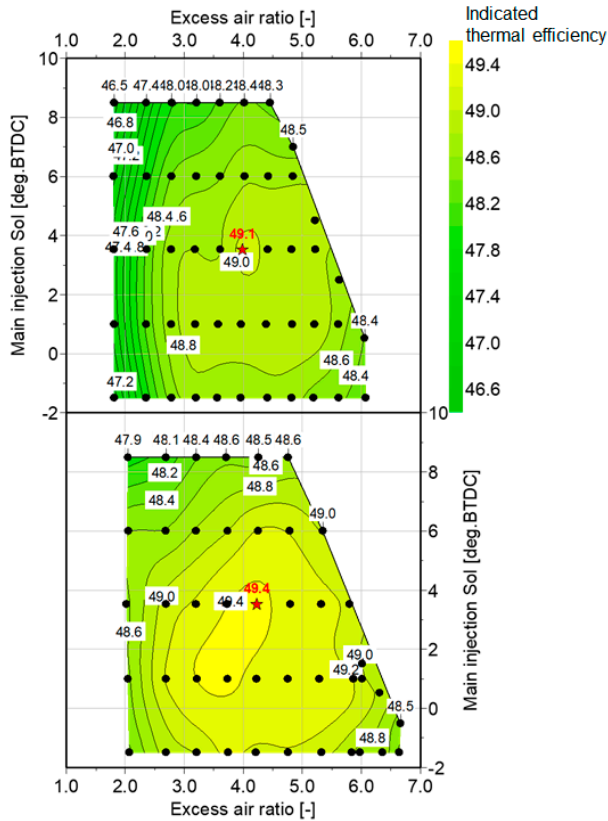


図2 低負荷条件におけるベース仕様(上図)とロングストローク仕様(下図)の図示熱効率コンター図

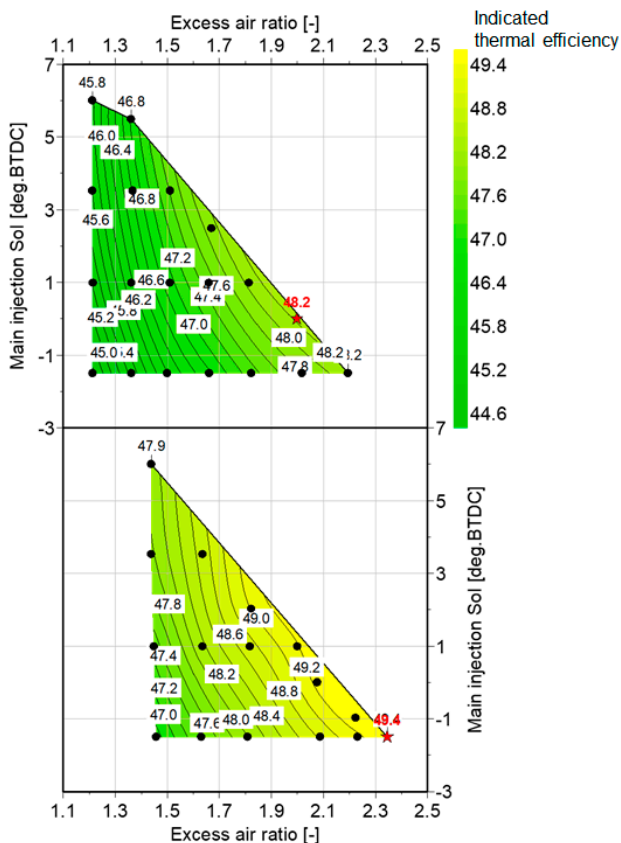


図3 中負荷条件におけるベース仕様(上図)とロングストローク仕様(下図)の図示熱効率コンター図

4.2 高 λ 条件下での図示熱効率悪化と排気損失増加の検証

高負荷条件において、表4に示す同等 λ 条件での筒内圧力履歴を図4に示す。ロングストローク仕様では排気量が増加しているため、より低い過給圧力で λ の値がベース仕様と同等となる。そのため、ロングストローク仕様では P_{max} がより低くなる。また、ロングストローク仕様では容積変化率がベース仕様に比べて大きくなるため、筒内圧力の低下が早くなる。

表4 燃料噴射量 $188\text{mm}^3/\text{cycle}$ (高負荷)同等 λ における両仕様の運転条件

Items	Unit	Basic stroke	Long stroke
Lambda	[-]	2.19	2.23
Intake pressure	[kPa]	200	172
Start of injection	[deg.BTDC]	-1.5	-1.5
Degree of constant volume	[%]	83.9	82.8

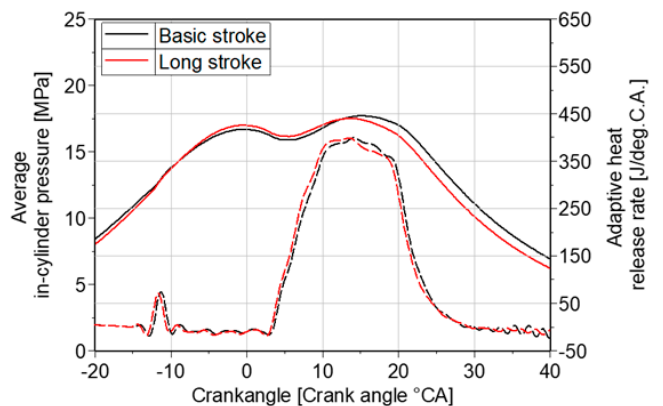


図4 高負荷(表4)の条件における筒内圧力及び熱発生率履歴

表5に示す低負荷条件における同等 λ の運転条件でのP-V線図と圧縮仕事を含む図示仕事履歴の比較を図5に、表4の高負荷条件でのP-V線図と圧縮仕事も含めた図示仕事履歴の比較を図6に示す。図5に示されたとおり、低負荷条件においては、ロングストローク仕様では膨張行程中の圧力が低い、図示仕事の時間履歴を比較すると、上死点後にベース仕様を図示仕事で上回ることが示された。一方で、高負荷条件においては、図6に示された通り、容積が 180cc (クランク角度で 20deg.ATDC 付近)までロングストローク仕様の方が筒内圧力が低く推移するが、その後はベース仕様より高い圧力で膨張し、低負荷条件と同様に膨張行程中に図示仕事で上回る。上死点後に図示仕事を上回るの

は、ロングストローク仕様では単位時間当たりの容積変化が大きいため、特に燃焼直後の筒内ガス圧力が高い期間に、効率的に図示仕事に転換されたことによるものと考えられる。

表5 燃料噴射量 $66\text{mm}^3/\text{cycle}$ (高負荷)同等 λ における両仕様の運転条件

Items	Unit	Basic stroke	Long stroke
Lambda	[-]	3.19	3.22
Intake pressure	[kPa]	60	40
Start of injection	[deg.BTDC]	1.0	1.0
Degree of constant volume	[%]	86.7	83.4

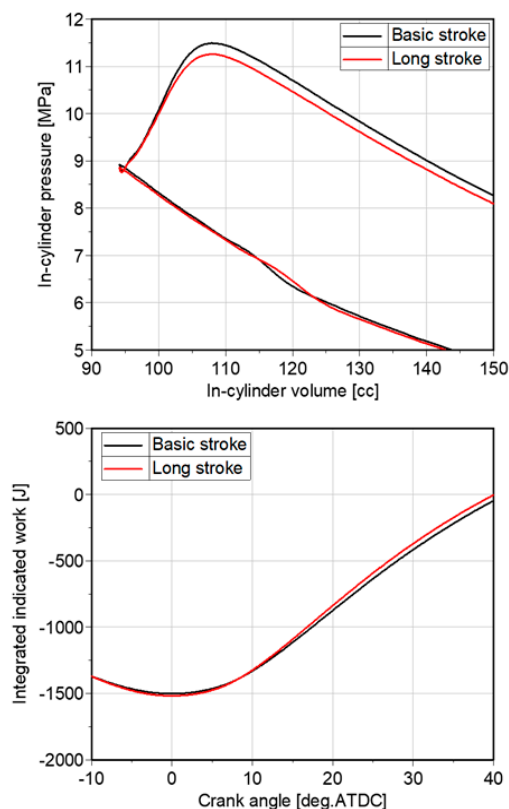


図5 低負荷条件(表5)におけるP-V線図(上図)と圧縮・膨張累積仕事履歴(下図)の比較

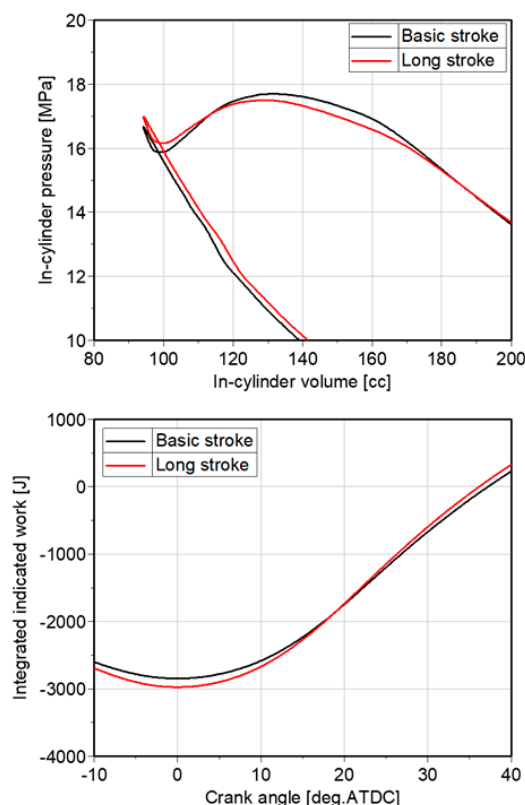


図6 高負荷条件(表4)におけるP-V線図(上図)と圧縮・膨張累積仕事履歴(下図)の比較

4.3 仕様違いによるヒートバランスの比較

表4、5の条件において、図示熱効率、排気損失及び冷却その他損失としてヒートバランスを比較した。計測データから下記の式を用いて排気エネルギーを計算し、投入熱量から図示仕事と排気エネルギーを差し引いた分を、未燃損失を含む冷却その他損失として算出した。

$$E_{exh} = (GA + GF) \cdot C_{p_{exh}} (T_{exh} - T_{int}) \quad (1)$$

E_{exh} :排気エネルギー、 GA :吸気質量流量、 GF :燃料質量流量、 $C_{p_{exh}}$:排気定圧比熱、 T_{exh} :排気温度、 T_{int} :吸気温度

図7に低負荷条件の、図8に高負荷条件のヒートバランスを示す。低負荷条件においては、ロングストローク仕様の排気損失割合がベース仕様よりも0.4%pt減少し、ほぼ同等の割合分で図示熱効率が改善された。これは高圧縮比化による効果と、後述するロングストローク仕様の容積膨張の速さによるものと考えられる。一方、高負荷条件においては、ロングストローク化により排気損失割合が増加するものの、冷却その他損失割合が1.6%ptと大幅に減少し、結果的に1.0%ptの図示熱効率改善効果が確認された。この結果を検証するため、横軸を筒内容積として高負荷条件での熱発生率を比較したものを図9に示す。ロングストローク仕様では、前述のように単位時間当たりの容積変化率

が大きいため、ベース仕様よりも膨張した状態で熱が供給されていることが確認された。このことから、ロングストローク仕様では圧力の低い状態での熱供給の割合が大きくなっていることが示された。大きな容積に投入される熱量は筒内ガスの圧力上昇に変換されにくく、内部エネルギーが上昇し、排気損失につながる。したがって、特に燃料の噴射期間が長い高負荷条件において、ロングストローク仕様では筒内容積が拡大した時期でも高い熱発生率で燃焼が続き、筒内圧力の上昇に寄与しない熱供給の割合が増えたため、ストロークが延長されているにも関わらず排気損失割合が増加したものと考えられる。一方で、内燃機関の冷却損失の中で大きな部分を占めるのは、上死点付近で熱供給により高温・高圧になった筒内ガスから燃焼室壁へ散逸する熱量である⁽⁴⁾。これは、上死点付近では経過時間当たりの容積変化が小さいため、供給熱量が仕事に変換されないまま時間が経過し、筒内ガスから燃焼室壁に熱が散逸することで、筒内ガスの温度・圧力が低下して取り出せる仕事が増少することによりエネルギー損失となる。本研究のロングストローク仕様では、ストローク量が伸びた分、同じ時間経過でベース仕様より容積変化が大きくなり、筒内ガスの仕事量はより大きくなり、冷却損失が低減されたものと考えられる。こうした要因により、ロングストローク仕様では排気損失が増加するものの、冷却損失が低減され、図示仕事が向上したものと考えられる。これは図6で示された、仕様違いによる膨張行程での筒内圧力の逆転と、図4で示されたロングストローク仕様の筒内圧力の低下時期がベース仕様よりも早いにも関わらず、図8のヒートバランス解析でロングストローク仕様の方が冷却損失が低いことと整合する。

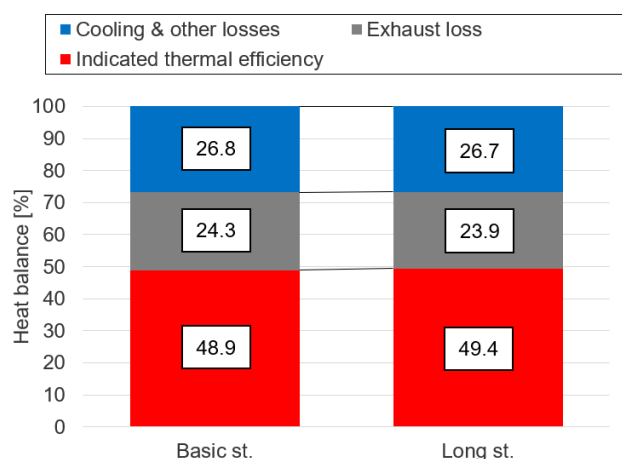


図7 低負荷(表5)条件でのヒートバランス解析

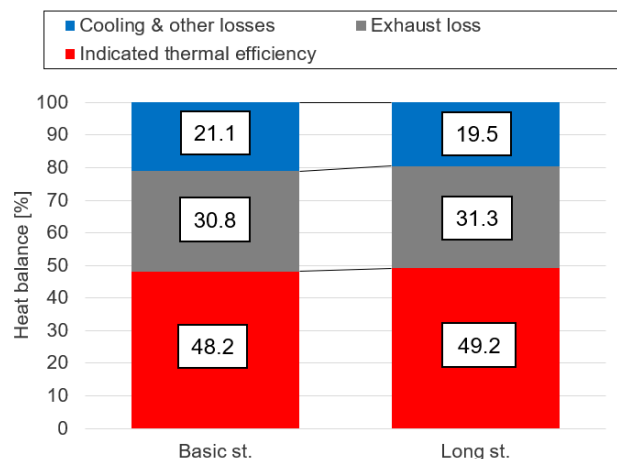


図8 高負荷(表4)条件でのヒートバランス解析

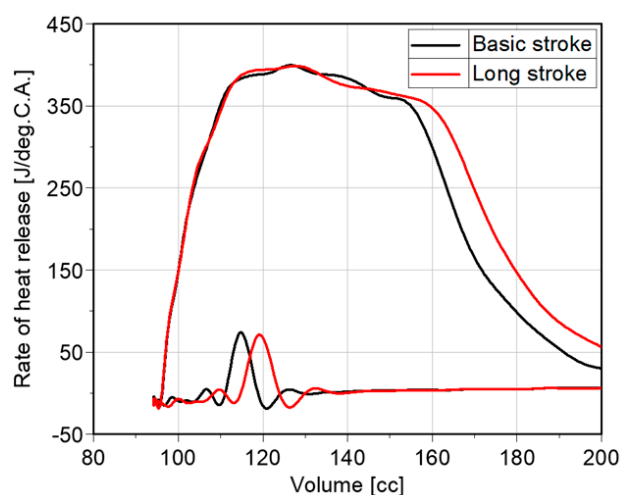


図9 高負荷(表4)条件における上死点付近の熱発生率・筒内容積の比較

以上のようなロングストローク化による冷却損失の低減効果は、噴射期間が長く、容積の大きい期間での燃焼時間が長くなる高負荷条件でより顕著に表れたものと推測される。また、上述の要因として、ロングストローク化によるピストン速度の上昇および筒内ガス流動の変化によって、対流熱伝達による伝熱量が変化したことも挙げられる。

4.4 仕様違いによる摩擦損失の比較

ロングストローク仕様では、ピストンの摺動距離の延長に加え、連かん比の低下に伴う横力の増加により、摩擦損失が増加することが想定される。無過給・無負荷運転時の摩擦トルクを計測した結果、ベース仕様で46.6N・m、ロングストローク仕様で47.4N・mと実際に増加することが確認された。一方で、図10に示すように、高負荷運転時における λ の違いでの各仕様によるPmaxと摩擦トルクを比較すると、ロングストローク仕様では摩擦トルクが抑制される傾向が確認された。4.2節で述べたように、同等 λ 条件において、ロングス

トローク仕様ではベース仕様よりもPmaxが低くなるためと考えられる。

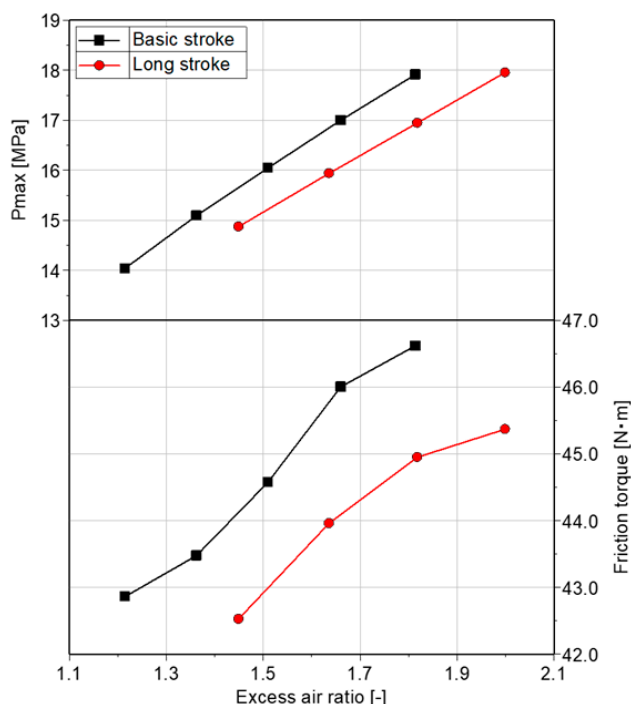


図10 高負荷、メイン噴射開始時期1.0deg.BTDC条件でのPmax(上図)と摩擦トルク(下図)の仕様による比較

4.5 仕様違いによる排出ガス性能の比較

図11にλ違いでの各仕様によるNOx排出量を示す。ロングストローク仕様の方が圧縮比が高く、燃焼後の筒内最高到達温度が高いため、NOx排出量も多い傾向が確認された。

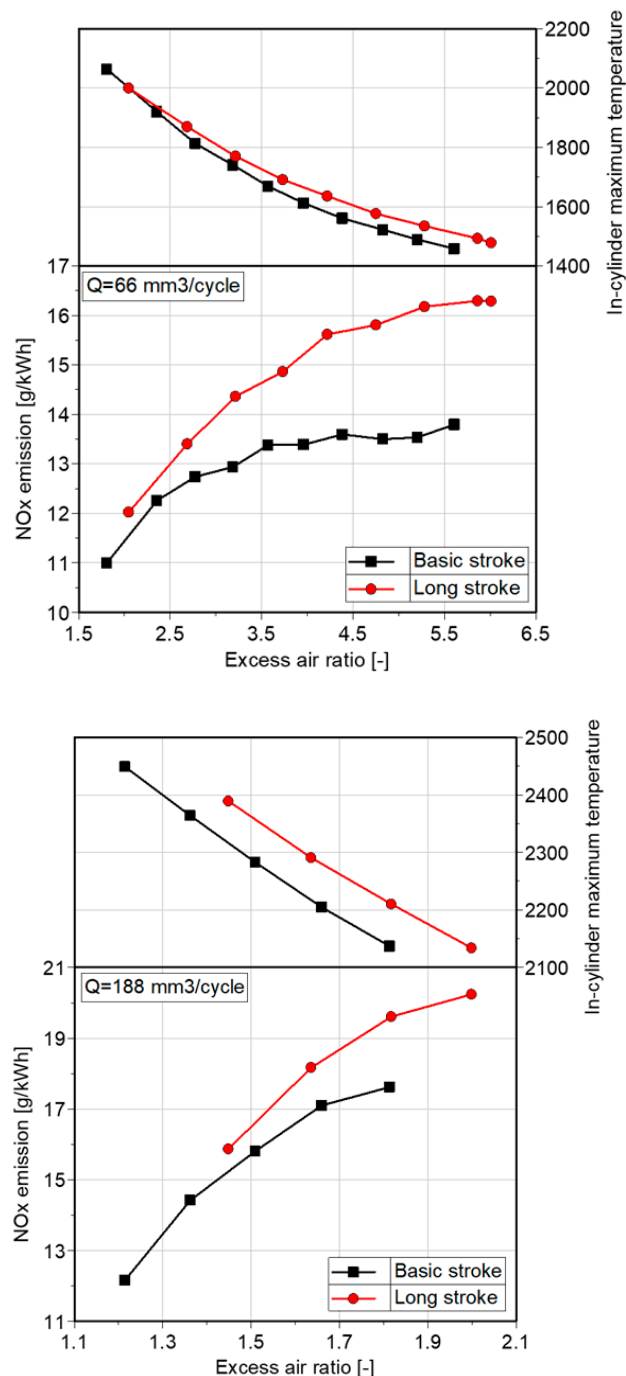


図11 メイン噴射開始時期1.0deg.BTDC, 低負荷条件(上図)及び高負荷条件(下図)での仕様違いによる筒内最高到達圧力とNOx排出量の比較

5 まとめ

本研究では、試験用単気筒エンジンを用いて、燃焼室容積とボア120mmを一定として、ストローク145mm、圧縮比18.41:1の標準仕様からストロークを160mmまで延長し、圧縮比20.21:1まで高めた場合の図示熱効率改善効果を検証した。その結果、次の(1)~(5)の知見が得られた。

- (1) ロングストローク仕様はベース仕様に対し、低負荷条件で0.3%pt、高負荷条件で1.2%ptの図示熱効率改善効果が確認された。高圧縮比化による燃焼悪化はみられなかった。
 - (2) 低負荷条件においては、ロングストローク仕様の排気損失割合はベース仕様よりも低く、その低減分が図示熱効率の改善幅と同等であった。したがって、膨張容積の増加により図示仕事が増加し、図示熱効率の改善につながったと考えられる。
 - (3) 高負荷条件において、ロングストローク仕様の冷却とその他損失の割合はベース仕様よりも1.6%pt低減された。ロングストローク仕様では上死点後の容積変化率が大きく、高温状態の持続時間が短くなるため、燃焼直後に壁面から散逸する熱量が減少したものと考えられる。一方で、排気損失の割合が増加し、冷却損失の低減効果を目減りさせる結果となった。これは、容積変化率が大きくなったため燃焼等容度の低下が燃焼期間の長い高負荷条件でより強く影響したものと考えられる。
 - (4) ロングストローク仕様では排気量が拡大されたため、ベース仕様よりも低い過給圧力で同程度の吸入空気量を得られ、より低い過給仕事で図示熱効率が高い条件での運転が可能である。また、筒内の最高到達圧力が抑制されるため、同等の空気過剰率条件下では摩擦損失が低減される可能性がある。
- (2) D. Singh et al. : Prediction and Analysis of Engine Friction Power of a Diesel Engine Influenced by Engine Speed, Load, and Lubricant Viscosity, Advance in Tribology 2014, Wiley Online Library, <https://onlinelibrary.wiley.com/doi/full/10.1155/2014/928015>, (参照 2024-07-23)
 - (3) Y. Wakisaka et al. : Reduction of Heat Loss and Improvement of Thermal Efficiency by Application of "Temperature Swing" Insulation to Direct-Injection Diesel Engines, SAE International Journal of Engines, Vol. 9 No. 3(2016), pp. 1449-1459
 - (4) F. Kawaharazuka et al. : Study of Surface Insulation Structures to Reduce Cooling Loss in Heavy-Duty Diesel Engines, SAE Technical Paper, 2023-01-0948, (2023)
 - (5) 青柳友三 ほか：単気筒エンジンによる超高過給ディーゼル燃焼の研究 (第1報) -過給圧力を変化させた場合の燃焼特性, 自動車技術会論文集, 35巻3号(2004), pp. 35-40
 - (6) 橋本宗昌 ほか：幾何学的高圧縮比用ピストンの燃焼室形状の検討, 自動車技術会論文集, 45巻1号(2014), pp. 55-62
 - (7) 福長聡 ほか：大型ディーゼルエンジンの熱効率改善に向けた高膨張(幾何圧縮)比に関する一考察, 自動車技術会論文集, 47巻1号(2016), pp. 67-73
 - (8) Los Alamos National Laboratory : Richard P. Feynman Center for Innovation, "KIVA", <https://www.lanl.gov/projects/feynman-center/deploying-innovation/intellectual-property/software-tools/kiva/index.php> (参照 2024-07-29).
 - (9) 古川伸哉 ほか：KIVA-3Vのためのディーゼル噴霧燃焼反応モデルの検討, 第50回燃焼シンポジウム講演論文集(2012), pp.326-327

6 おわりに

本研究における試験の実施にあたり、いすゞ自動車株式会社 芹澤 晃 氏に、試験用部品の設計にあたり、株式会社いすゞ中央研究所 徳丸 武志 氏、岡崎 一也 氏にそれぞれ協力をいただいた。ここに記して感謝の意を表す。

本文献は自動車技術会論文集56巻2号に掲載された論文を加筆・修正の上、報告したものである。

参考文献

- (1) 島崎直基 ほか：将来ディーゼル機関の熱効率向上に関する考察, 自動車技術会論文集, 42巻4号(2011), pp. 879-884