

48 メイン噴射分割によるディーゼル機関の熱効率向上*

堀部 直人¹⁾ 包 智超²⁾ 平山 一樹³⁾ 横山 卓司⁴⁾ 川那辺 洋⁵⁾ 石山 拓二⁶⁾

Improvement of Thermal Efficiency in a Diesel Engine with Multi-stage Main Injection

Naoto Horibe Zhichao Bao Kazuki Hirayama Takuji Yokoyama Hiroshi Kawanabe Takuji Ishiyama

This study aims to establish a strategy for improving thermal efficiency of diesel engines by using multi-stage main injection. A series of experiment was conducted using a single cylinder diesel engine varying the injection pressure and the proportion of multi-stage main injection. As a result, the thermal efficiency was improved by the combination of increase in injection pressure, advanced injection timing, and multi-stage main injection with large proportion of later-part. According to the analysis of heat balance, lower heat loss was achieved by using multi-stage main injection. The trend of cooling loss against the proportion of multi-stage injection in the CFD simulation could be reproduced by using wide spray cone angle for the small-quantity injection.

Key Words: Diesel engine, Multiple injection, Thermal efficiency, CFD

1. はじめに

最近の自動車用ディーゼル機関は高圧噴射、多段噴射、排気再循環、過給、後処理を駆使してエミッションの低減および熱効率の向上が図られているが、今後、さらなる改善が求められると予想される。このような背景のもと、戦略的イノベーション創造プログラム「革新的燃焼技術」では乗用車搭載クラスのディーゼルエンジンの最大正味熱効率を 50%以上にまで高める目標が掲げられている⁽¹⁾。

熱効率の向上には、等容度の上昇と冷却損失の低減の両立が重要である。等容度を上げるには、噴射時期の適正化に加えて、たとえば、燃料噴射の高圧化による噴射期間の短縮とそれに伴う乱れの増大が有効であるが、一方で冷却損失の増大が懸念される。冷却損失低減の手法として、大口径燃焼室に噴射ノズルの小噴孔・多孔化を組み合わせる方法や、最近では小坂らの壁温スイング遮熱法⁽²⁾が一部で実用化されている。また、多段噴射の活用による冷却損失の低減も報告されている。例えば、長田らはメイン噴射の 20%弱の噴射量をアフター噴射としてできるだけ進角して噴射することで熱効率を向上させた⁽³⁾。また、著者らも既報において、アフター噴射を進角するとアフター噴射なしの場合と比べてわずかながら熱効率が向上する結果を得ている⁽⁴⁾。

以上のように、分割噴射を活用することで冷却損失を低減し、熱効率を向上できる可能性があるが、分割噴射を用いると全体としての噴射期間および燃焼期間が長くなり等容度の低下につながる恐れもある。そこで本研究では、等容度の上昇と

冷却損失低減の両立を目指し、小ボア（口径 85 mm）の単気筒試験機関を用いて噴射圧力上昇と噴射間隔をゼロとしたメイン分割噴射を用いた場合の熱効率向上効果を明らかにするとともに、熱勘定解析および CFD 計算の結果をもとに熱効率向上要因を考察した。

2. 実験装置および方法

実験装置の概略を図 1 に示す。試験機関には水冷単気筒四サイクルディーゼル機関を使用した。機関の主要諸元を表 1 に示す。最大レール圧力 270 MPa のコモンレール式燃料噴射装置を用い、噴孔径 $\phi 0.091$ 、噴孔数 10 孔、噴射傘角 156° のインジェクタを用いた。燃料高圧ポンプおよび過給機はモータで駆動した。燃焼室は図 2 に示す低流動型を用いた。

回転速度を 2250 rpm、吸排気行程を除く図示平均有効圧力が 1440 ± 5 kPa となるようにメイン噴射量を調整した。噴射条件は図 3 に示すパイロット・ブレ・メインの三段噴射を標準とし、表 2 に示す通り、噴射圧力、噴射時期を変更し、さらにメイン噴射に分割噴射を採用した。噴射圧力の上昇と噴射時期の早期化は等容度の上昇を狙い、メイン噴射の分割では冷却損失の低減による熱効率向上を狙った。なお、排気中の NOx 濃度が 800 ± 10 ppm となるように EGR 率を調整した。燃料は JIS 2 号軽油（セタン指数:54、密度（15℃）:844.2 kg/m³、低位発熱量:42.9 MJ/kg）を用いた。冷却水入口温度と潤滑油温度を 80℃、吸気温度を 50℃、昇圧ポンプ入口燃料温度を 30℃とし、吸気圧力および排気圧力は 180 kPa(abs)とした。

排気中の NOx、THC、CO、CO₂、O₂濃度はエンジン排ガス分析装置（Horiba MEXA-1600DEGR）、黒煙濃度は反射式スモークメータ（AVL 415S）を用いて計測した。また、圧力センサ（Kistler

*2017 年 12 月 7 日第 28 回内燃機関シンポジウムにおいて発表。

1)・2)・3)・4)・5)・6) 京都大学(606-8501 京都市左京区吉田本町)

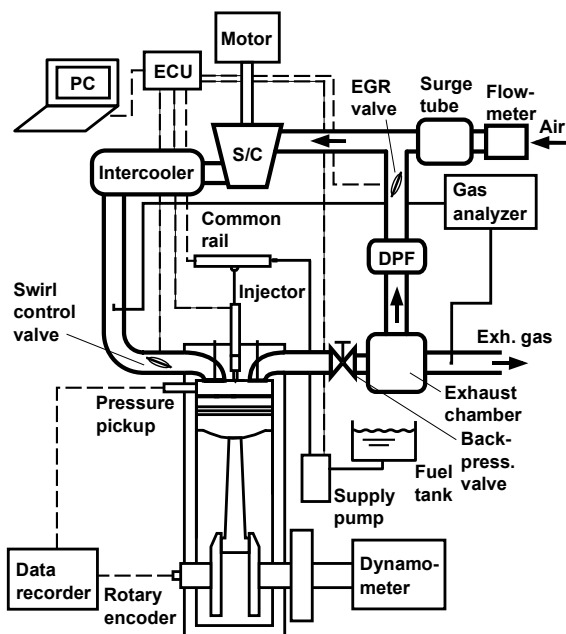


Fig.1 Experimental setup

Table 1 Engine specification

Engine type	Direct-injection diesel engine, Single-cylinder, Water-cooled
Bore × Stroke [mm]	85.0 × 96.9
Displacement [cm ³]	550
Compression ratio	16.3
Injection system	Common-rail system (Max. pressure: 270 MPa) φ0.091 mm × 10 holes nozzle (156° included angle)
Supercharging	External supercharging
EGR system	Low-pressure loop EGR
Swirl ratio	1.3

6052C, 5018A) から得た筒内圧力の 50 サイクル平均より熱発生率を求めた。

また、エンジン試験と同じ設定を用いて、別途、Bosch 式燃

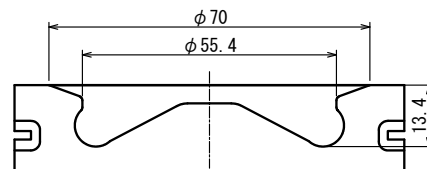


Fig.2 Combustion chamber shape

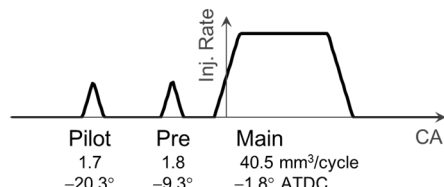


Fig. 3 Standard injection condition (p160)

料噴射率計を用いて噴射率を計測した。

3. 計算方法

3. 1. 熱勘定解析

熱勘定にはネット図示仕事、ポンプ損失、未燃損失、排気損失、冷却損失を考慮し、図示仕事と未燃損失はそれぞれ筒内指圧と排ガス分析結果より算出した。排気損失は排気と吸気のエンタルピの差とした。排気エンタルピは排気弁から約 150 mm 下流においてシース径 3.2 mm の K 型熱電対を用いて計測した平均温度と、吸気流量と燃料流量を用いて完全燃焼を仮定して算出した平均排気流量から求めた。冷却損失は投入熱量から他の損失を差し引いた残りとした。

3. 2. CFD 解析

CFD 計算は汎用 CFD コード AVL FIRE® v2013.2 を用いた。乱流モデルは k- ϵ -f モデルを用いた。液相は DDM で記述し、液滴分裂モデルには KH-RT モデルを用いた。分裂モデルのモデル定数は FIRE の標準値 ($C_1 = 0.61$, $C_2 = 12$)⁽⁵⁾ とし、噴霧の拡がり角は 12° とした。燃料物性は 1-D Diesel⁽⁶⁾ とし、液滴蒸発過程は Dukowicz のモデル⁽⁵⁾ を用いた。これにより、高温高压の定容容器内における噴霧の挙動を再現できることを

Table 2 Injection conditions and EGR rates

Name		p160	p200	p270	p270A	A2	A4	A6	A8	DA
Inj. pattern										
Inj. pressure	[MPa]	160	200	270	←	←	←	←	←	←
Pilot	quantity	[mm³/cycle]	1.7	←	←	←	←	←	←	←
	timing	[°ATDC]	-20.3	←	←	-23.3	←	←	←	←
Pre	quantity	[mm³/cycle]	1.8	←	←	←	←	←	←	←
	timing	[°ATDC]	-9.3	←	←	-12.3	←	←	←	←
1 st Main	quantity	[mm³/cycle]	42.4	41.7	41.3	40.8	38.9	36.9	34.9	31.7
2 nd Main	quantity	[mm³/cycle]	-	-	-	-	2.1	4.1	5.8	8.7
	timing	[°ATDC]	-	-	-	-	10.6	10.4	10.1	8.9
3 rd Main	quantity	[mm³/cycle]	-	-	-	-	-	-	-	2.0
	timing	[°ATDC]	-	-	-	-	-	-	-	14.6
EGR rate	[%]	11.6	14.0	15.8	18.7	19.2	19.1	19.1	19.2	19.9
Intake O ₂ conc.	[%]	19.3	19.0	18.7	18.2	18.1	18.0	18.1	18.0	18.0

確認した。燃焼モデルは ECFM-3Z⁽⁷⁾を用いた。冷却損失の算出には標準熱伝達モデルを用いた。

4. 結果および考察

4.1. 噴射圧力の影響

噴射圧力上昇による熱効率向上効果を調べるために、噴射圧力を 160 MPa から 270 MPa まで変化させて実験を行った (条件 p160, p200, p270)。さらに 270 MPa ではすべての噴射の噴射時期を 3°CA ずつ進角した (条件 p270A)。筒内圧力、熱発生率、および別途計測した噴射率を図 4 に示す。いずれの条件でも着火遅れは非常に短い。噴射圧力を上昇させると熱発生率は高くなり筒内圧力の最大値も上昇した。噴射時期を進角すると着火時期が早まり、最大筒内圧力はさらに上昇した。機関の耐圧制限のため、これ以上の進角はできなかった。これらの等容度 DCV および熱勘定を図 5 に示す。噴射圧力を高めると等容度が上昇し、図示熱効率が上昇した。噴射を進角するとこれらはさらに上昇した。一方で、噴射圧力を高めると冷却損失割合が上昇する傾向にあるが、その変化に比べて、排気損失割合が大きく減少したことが熱効率向上の要因と考えられる。噴射時期を進角すると排気損失割合が増加し、冷却損失が低下したが、進角に伴って排気温度が低下したことと矛盾しており、今後、ヒートバランスの算出精度向上を図る必要がある。

図 6 に排気特性を示す。いずれの条件も Smoke, CO, THC は十分に低く、噴射圧力を上昇させると CO および Smoke はさらに低減した。

4.2. メイン噴射分割の影響

熱効率をさらに上昇させること狙い、条件 p270A に対してメイン噴射を二段に分割し、噴射量割合を変化させた (表 2, 条件 A2~A8)。また、メイン噴射を三段に分割した条件 DA でも試験を行った。ここでは、噴射期間の長期化を避けるため、

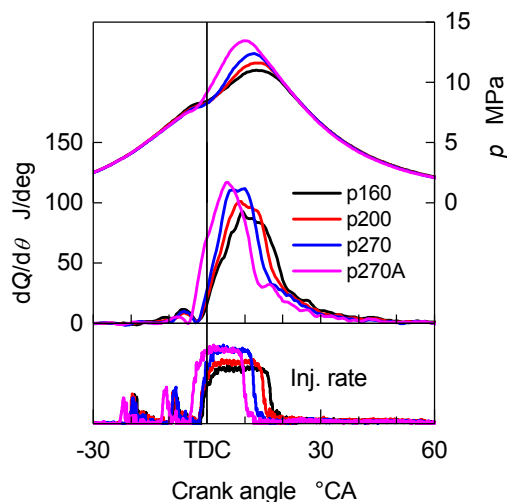


Fig. 4 In-cylinder pressure, heat-release rate, and injection rate of p160, p200, p270, and p270A

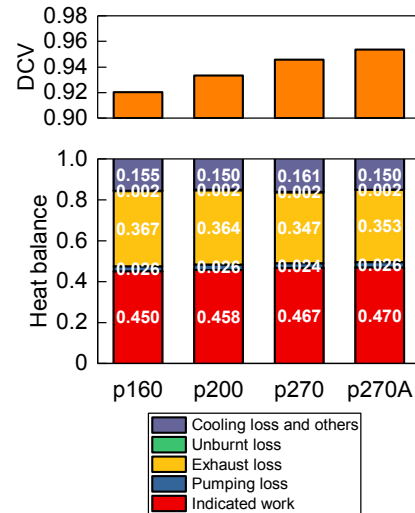


Fig. 5 Degree of constant volume and heat balance of p160, p200, p270, and p270A

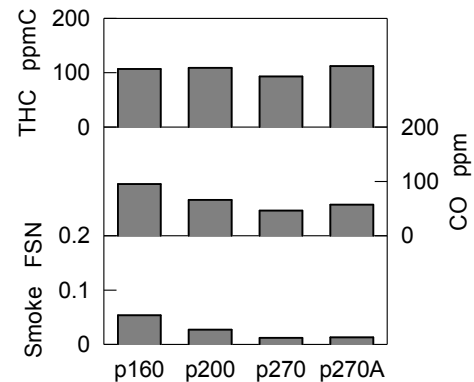


Fig. 6 Degree of constant volume and heat balance of p160, p200, p270, and p270A

分割噴射の間隔はゼロを狙った。図 7 に p270A, A4, A8, DA の噴射率、熱発生率 $dQ/d\theta$ 、燃焼割合 X 、筒内圧力 p を示す。メイン噴射を分割すると熱発生率のピークがわずかに低下し、最大筒内圧力が低下した。図右上の拡大図に示すように分割噴射では 10°ATDC あたりで燃焼割合の上昇が穏やかになるが、メイン後段噴射によって 15°ATDC 付近の熱発生率が大きくなり、全体として燃焼期間は大きく変わらない。

条件 p270A, A2~A8, DA の等容度および熱勘定を図 8 に示す。メイン後段噴射量を 2 mm³/cycle (A2) とするとメイン分割なし (p270A) と比較して等容度はわずかに増加し、メイン噴射後段の噴射量割合を増加すると等容度は低下する。一方、図示熱効率はメイン噴射後段の割合を増やしていくとわずかながら上昇する傾向が見られ、メイン後段噴射量を 8 mm³/cycle (A8) とすると、分割無し (p270A) の場合と比較して 0.4%pt 上昇した。メイン後段噴射の割合を増加させると等容度の低下に伴い排気損失割合が増加する一方で冷却損失割合が減少する。排気損失割合の変化に比べて、冷却損失割合の変化の方が大きく、これが熱効率向上の主要因と考えられる。

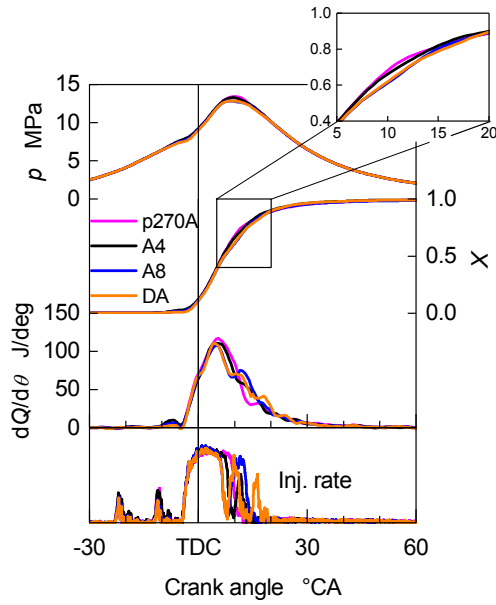


Fig. 7 In-cylinder pressure, combustion rate, heat-release rate, and injection rate of A2 – A8, and DA

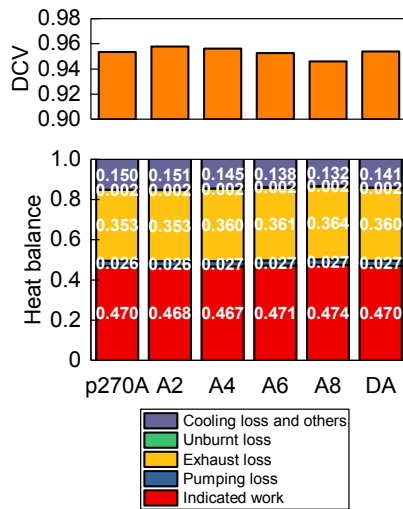


Fig. 8 Degree of constant volume and heat balance in p270A, A2, A6, A8, and DA

三段分割噴射ではA8 同等のメイン前段とし、A8 の後段をさらに二段に分割した。その結果、等容度は微増したが、熱効率は上昇しなかった。

4.3. CFD 解析結果

前項の噴射圧力、噴射時期、メイン噴射分割の有無、分割割合および三段分割が熱効率および冷却損失へ及ぼす影響について考察するため、CFD 計算により噴霧および火炎の分布を調べた。ただし、計算では噴射量一定とした。メイン噴射前段の噴射率は台形、他の噴射率は三角形で近似し、メイン分割の噴射間隔はゼロとして計算した。なお、表 2 の条件名に対し、CFD では条件名の頭に「C-」を付けた。

計算の妥当性を示すため、実験と計算の噴射率、筒内圧力、

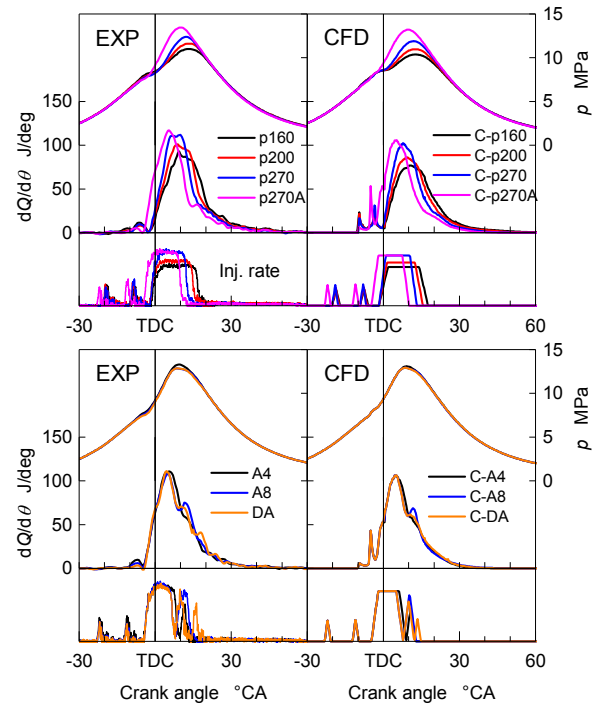


Fig. 9 Comparison of in-cylinder pressure, heat release rate, and injection rate between experiments and simulations

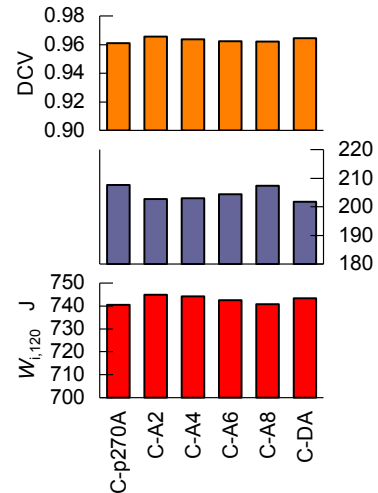


Fig. 10 Degree of constant volume, cooling loss, and indicated work in CFD simulation

熱発生率を図 9 に、CFD 計算結果から得られた図示仕事 $W_{i,120}$ 、冷却損失 $Q_{c,120}$ 、等容度 DCV を図 10 に示す。ここで、 $W_{i,120}$ と $Q_{c,120}$ は -120°ATDC から 120°ATDC の積分値とした。

図 9 より、噴射圧力が低い場合には実験結果と比べて熱発生率が小さくなる傾向があるが、熱発生率の形状はよく合っており、いずれの条件でも筒内圧力および熱発生率を概ね精度よく再現したといえる。また、図 10 を図 8 と比較すると、等容度の傾向も実測結果とよく一致する。一方、実験結果とは反対に、メイン後段の割合を増加させると冷却損失が増加して図示仕事が低下した。

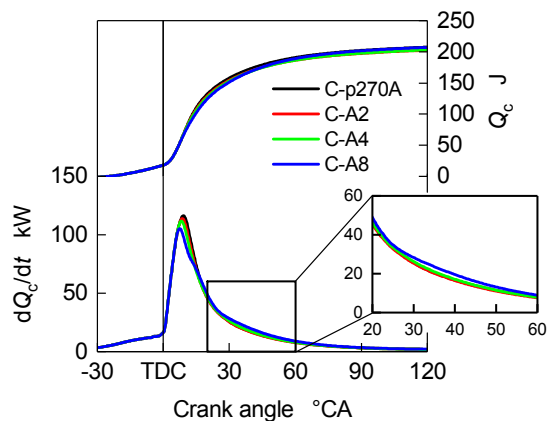


Fig. 11 Heat loss and heat flow in CFD simulation

図 11 に示す壁面への熱流量 dQ_c/dt と冷却損失 Q_c のクランク角経過によると、メイン後段噴射の割合を増やすと 10°ATDC 付近に見られる熱流量のピークは小さくなり、後段の燃焼ガスが壁面に到達する 15°ATDC 以降では後段の噴射量を増やすほど熱流量が大きくなり、C-A8 では分割なしの冷却損失と同等となる。分割噴射後段による壁面熱流量が過大に見積もられた結果、分割割合に対する図示仕事の傾向が実験結果とは逆になったと考えられる。

一般に、噴射終了後に噴霧は急速に希薄化し、噴霧先端速度は著しく低下する⁽⁸⁾。これは噴射終了に伴って運動量の供給が停止すること、雰囲気気の導入が加速すること⁽⁹⁾、噴射率の立ち上がり期間および立ち下がり期間は噴霧拡がり角が大きくなること⁽¹⁰⁻¹²⁾が要因と思われる。その結果、メイン噴射前段に比べて噴射量の小さい後段噴射はペネトレーションが抑制されて、実験では噴射量に対する壁への熱流量の感度が小さくなったと考えられる。今回の計算では噴射量に関わらず噴霧拡がり角を一定として与えたためにメイン噴射後段の噴霧の動きを予測できなかったと考え、暫定的に分割噴射後段の噴霧拡がり角を 24°として同様の計算を行った。

図 12 に噴霧拡がり角を 24°としたときの熱発生率を示す。図 9 の熱発生率と比べるとメイン噴射後段による熱発生率がわずかに小さくなるが、全体として大きな影響はない。このときの壁面への熱流量と冷却損失のクランク角経過を図 13 に示す。噴霧角度を拡げる前（図 11）に比べ、40°ATDC 付近の C-A2 と C-A4 の熱流量に差が小さくなった。

図 14 に図示仕事 $W_{i,120}$ 、冷却損失 $Q_{c,120}$ 、等容度 DCV を示す。DCV は変わらず実験と同じ傾向を示した。冷却損失は C-A4 で極小となり、メイン噴射後段の少ない条件では実験で得られた熱効率の傾向を再現した。

このときの熱流束の分布および当量比 1 の等値面を図 15 に示す。30°ATDC の熱流束は 2 倍にして表示した。メイン前段噴射終了直後の 10°ATDC では噴霧がピストンに衝突するポイント付近で熱流束が高くなっており、前段噴射量が小さくなるほど、熱流束の高い領域が小さくなる。30°ATDC ではメイン噴

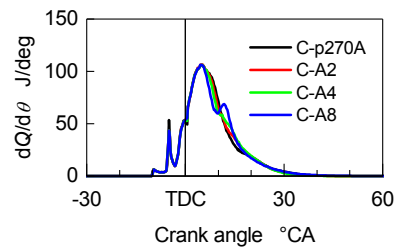


Fig. 12 Heat release rate with 24° cone angle of later-part main injection in CFD simulation

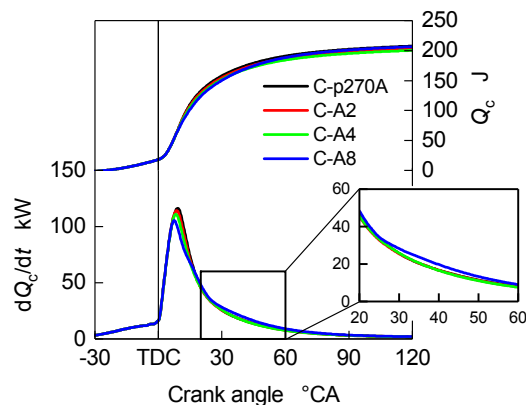


Fig. 13 Heat loss and heat flow with 24° cone angle of later-part main injection in CFD simulation

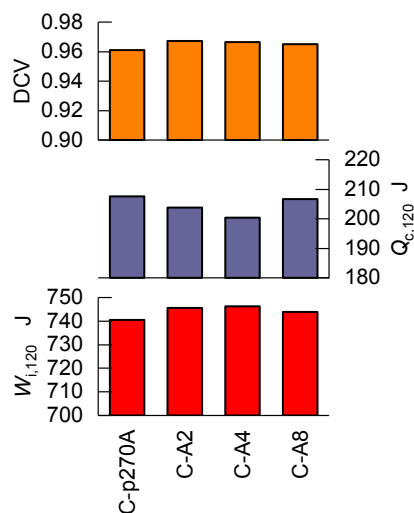


Fig. 14 Degree of constant volume, cooling loss, and indicated work (24° cone angle of later-part main injection in CFD simulation)

射の分割を行わない C-p270A と分割噴射の後段割合の小さい C-A2 では熱流束に大きな差がなく、メイン後段噴射による熱流束の増加は認められない。C-A4 ではメイン前段噴射によるライナの熱流束が低下しており、一方、メイン後段噴射に由来するピストンの熱流束が増加し、結果として 30°ATDC 付近の熱流量が C-p270A や C-A2 と等しくなったと考えられる。

実験結果ではメイン後段噴射量を増やすほど冷却損失割合

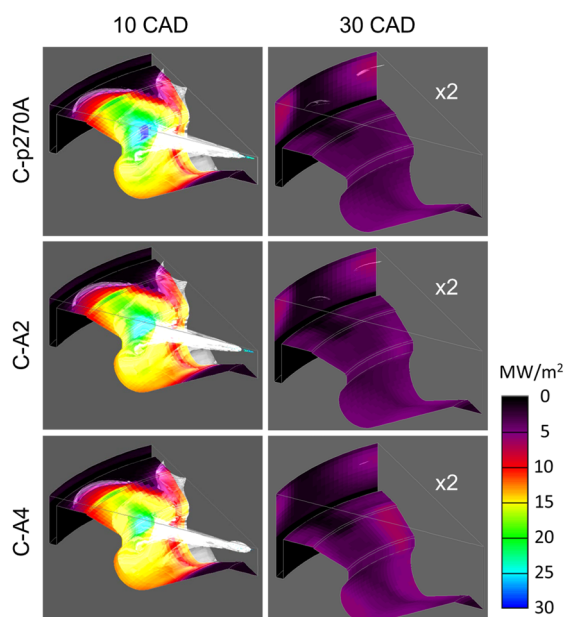


Fig. 15 Heat flux and isosurface of ER = 1 (24° cone angle of later-part main injection in CFD simulation)

が低下しており、メイン後段噴射による熱流束の増加が小さいと考えられる。CFD でこうした傾向を予測するためには、少量噴射噴霧の挙動の体系的なデータの充実と、噴射ノズルのニードルの開閉に伴う噴霧拡がり角、噴霧の粒径分布、縮流係数などの変化を記述する噴霧サブモデルの開発に加え、ピストン等の壁面の局所の温度変化を予測することが求められる。

5. ま と め

等容度の上昇と冷却損失低減の両立による熱効率向上を目指し、小ボア（口径 85 mm）の単気筒試験機関において噴射圧力上昇と噴射間隔をゼロとしたメイン分割噴射による熱効率向上を試みた。また、熱勘定解析および CFD 計算の結果をもとに熱効率向上要因を考察し、CFD の入力条件（噴霧拡がり角度）について検討した。

1. 噴射圧力を高め、噴射を進角すると冷却損失の増加より排気損失の低下が大きく、熱効率が向上する。
2. メイン噴射を分割し、メイン後段噴射量割合を増やすと冷却損失の低下が主要因で熱効率が向上する。
3. CFD では少量噴射の噴霧拡がり角度を通常の噴霧よりも大きく設定することで実機実験のメイン分割噴射割合に対する冷却損失の傾向を再現できる。

本研究は、総合科学技術・イノベーション会議の SIP（戦略的イノベーション創造プログラム）「革新的燃焼技術」（管理法人：JST）によって実施された。ここに謝意を表す。

参 考 文 献

- (1) 石山拓二：乗用車用ディーゼルエンジンにおける高度燃

焼制御, http://www.jst.go.jp/sip/dl/k01/sympo/sympo02_00.pdf, (参照 2016.08.18)

(2) 小坂英雅：壁温スイング遮熱法によるエンジンの熱損失低減—数値計算による適切な遮熱膜特性の検討—, 自動車技術会論文集 44(1), p. 39-44 (2013)

(3) 長田英朗：単気筒エンジンにおける高過給・広域多量 EGR のディーゼル燃焼(第 3 報)—燃料マルチ噴射による排出ガスと燃費率の改善効果—, 自動車技術会論文集, Vol. 43, No. 4, p. 855-861 (2012)

(4) 堀部直人：パイロット噴射と組み合わせたアフター噴射のスモーク低減効果, 自動車技術会論文集, Vol. 43, No. 5, p. 1039-1044 (2012)

(5) AVL FIRE VERSION 2013.2 Spray Module (2013)

(6) Joseph A. Schetz: Handbook of Fluid Dynamics and Fluid Machinery (1996)

(7) AVL FIRE VERSION 2013.2 Combustion Module (2013)

(8) 山田達久：アフター噴射を用いたディーゼル燃焼における混合気形成とすす生成に関する基礎研究, 日本機械学会講演論文集 No. 134-1, pp. 13-15 (2013)

(9) M.P.B. Musculus: Entrainment waves in decelerating transient turbulent jets, J. of Fluid Mechanics, Vol. 638, p. 117-140 (2009)

(10) 林朋博：等倍モデルによるディーゼルノズル内流れと噴霧燃焼の可視化解析, 自動車技術会論文集, Vol. 43, No. 6, p. 1251-1256 (2012)

(11) Seoksu Moon: Effect of the number and position of nozzle holes on in- and near- nozzle dynamic characteristics of diesel injection, Fuel 150, p. 112-122, (2015)

(12) 包智超：RCEM を用いた少量噴射ディーゼル噴霧の特性に関する研究, 第 28 回内燃機関シンポジウム講演要旨集 (2017)