

可視化エンジンを用いた筒内混合気形成過程の可視化による低負荷時の燃焼変動要因の解析

Analyses of cycle-to-cycle variation of combustion in low load conditions by visualization of fuel mixture formation processes using an optical engine

保木本 聖 窪山 達也 森吉 泰生 渡辺 敬弘 飯田 実

本稿は、公益社団法人自動車技術会 2016年秋季大会 学術講演会講演予稿集 No.1-162 20166313に掲載された論文を同会の許可を得て転載したものです。本論文の著作権は公益社団法人自動車技術会に属し、無断複製・転載を禁じます。

Abstract

Reduction in cycle-to-cycle variation (CCV) of combustion has been required because CCV affects fuel consumption, emissions and drivability. The factors that cause CCV of combustion are considered, such as the variation of in-cylinder flow, fuel distribution, temperature distribution, ignition energy and EGR distribution. However, it is difficult to measure and analyze these factors. In this study, CCV of in-cylinder flow on some load conditions are investigated by using optical single-cylinder engine and high speed PIV measurement system. As a result, CCV of intake flow in cylinder becomes strong in low load conditions.

1 緒言

自動車に用いられる内燃機関の燃料消費率および排ガスに対する要求は一層高まっている。その改善を進める上で、燃焼のサイクル変動が注目されている。サイクル変動は燃費やドライバビリティーの悪化だけでなく、変動により1回でも失火サイクルがある場合、排出される未燃HCが急増するため、その抑制は排ガス規制の観点からも重要な課題である。

燃焼変動は、筒内流動分布、燃料濃度分布、筒内温度分布、筒内残留ガス分布、点火エネルギーなど、それぞれがサイクル変動することで相互作用し燃焼に影響を与え、サイクル間の変動が発生すると考えられる。しかしながら、通常の内燃機関では、それらを観察することは困難であり、開発段階では数値流体力学(CFD)を併用するしかない。しかしサイクル変動のシミュレーションは未だ発展途上である。

燃焼変動時の筒内の現象を詳細に解析するためには可視化エンジンを用いることは有用である。これまでに燃焼変動を筒内可視化し解析した研究例^[1]はあるが、対象としたエンジン固有の結果は得られているものの、普遍的な現象説明は出来ていない。

本研究では、前述した燃焼変動に影響を及ぼすと考えられる要素の中から筒内流動のサイクル変動に着目し、その計測と評価方法を検討し、スロットル開度が筒内流動サイクル変動に及ぼす影響を調査した。

2 実験方法

2-1. 可視化単気筒エンジン

図1に本研究で対象とする可視化単気筒エンジン(小山ガレージ製)を示す。本エンジンはボア86mm、ストローク86mm、の量産2リッター4気筒ガソリンエンジンのヘッドを1気筒使用し、石英スリーブを装着し、筒内を可視化することができる。本エンジンはペントルーフ部にも石英スリーブがはめ込まれているため、側面から吸排気バルブおよび点火プラグ付近の可視化も可能である。また、ピストンには冠面中央部に石英ガラス窓を設けた延長ピストンを用いており、ピストン下からミラーを介しボトムビューにより筒内を観察することもできる。ただし連続ファイヤリングを行う場合、石英スリーブは数分しか耐えることができない。そこで本エンジンの燃焼特性を確認する際には、メタルスリーブに交換し、連続ファイヤリングを行った。なお、圧縮比は9.17である。

2-2. 計測装置

メタルスリーブを用いた燃焼計測において、吸排気圧の計測はポート出口に設けた絶対圧センサ(Kistler、4005B、4007C)により計測し、筒内圧はヘッドに挿入した筒内圧センサ(Kistler、6052C)を用いた。空燃比の計測は排気パイプに設置したA/Fセンサ(NGK、ZFAS-U1)を用い、吸気排気温度はK型熱電対、壁面温度はJ型熱電対を用いた。燃焼により得られる圧力は高速データロガ(YOKOGAWA、DL750)により収集し、燃焼解析ソフト(YOKOGAWA、燃焼圧解析ソフト)により解析した。各温度、A/Fは低速デー

可視化エンジンを用いた筒内混合気形成過程の可視化による低負荷時の燃焼変動要因の解析 Analyses of cycle-to-cycle variation of combustion in low load conditions by visualization of fuel mixture formation processes using an optical engine

タロガ（OMRON、ZR-45）によりサンプリング間隔 200 ms で計測して平均値を用いた。

ング時間は最大 2 分間とし、1 分 30 秒を暖機時間とし、残りの 30 秒で連続 200 サイクルを計測した。

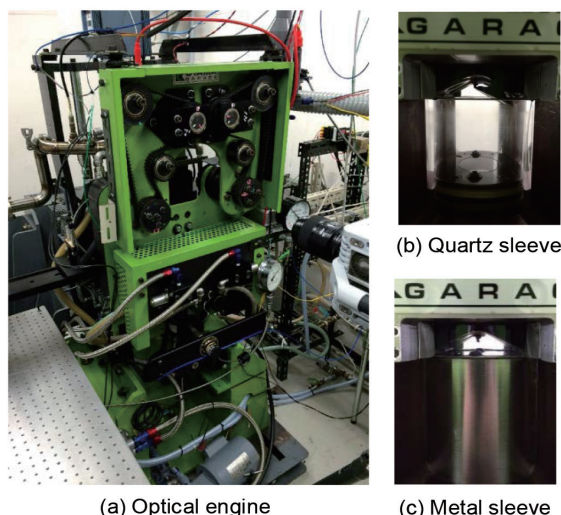


Fig.1 Optical engine

PIV 計測装置の概略図を図 2 に示す。光源に出力 4 mJ、波長 527 nm (SHG)、最高発振周波数 10 kHz の高周波繰り返しダブルパルスレーザの Nd : YLF レーザ (New wave research、Pegasus PIV) を使用した。レーザビームはシリンドリカルレンズ (シグマ光機) によりシート光にアレンジし、延長ピストン下部のミラーを介し筒内へ照射した。トレーサ粒子にはラスキンノズルを用いたシーディングジェネレータ (西華デジタルイメージング、Pivpart40) により液体のセバシン酸ジオクチルをエアロゾル化し、スロットル上流側に供給しスロットルを介し吸気させた。なお、トレーサ粒子の粒径はおよそ 2 μm である。レーザ照射によりトレーサ粒子から得られる Mie 散乱光はエンジン正面より高速度カメラ (Photron、SA-X2) により撮影し、解析ソフトウェア (DANTEC、Dynamic studio 2015a) によりベクトルマップを作成した。

2-3. 実験条件

燃焼計測では、スロットル開度による燃焼変動率 COV を計測するため、機関回転数 $N_e = 1000 \text{ rpm}$ 、点火時期 $\theta_{ig} = 5 \text{ deg. BTDC}$ 、空気過剰率 $\lambda = 1.0$ 、燃料噴射開始時期 $\theta_{sol} = 180 \text{ deg. ATDC}$ (排気行程噴射)、燃料噴射圧 $P_{fuel} = 350 \text{ kPa}$ は固定とし、スロットル開度および燃料噴射期間を変えて計測を行った。なお、本可視化エンジンのスリーブは金属製に変更できるものの、ペントルーフ部のガラススリーブは容易に交換出来ないため、ペントルーフ部のみガラス窓のまま燃焼計測を行った。そのためガラス保護のためファイヤリ

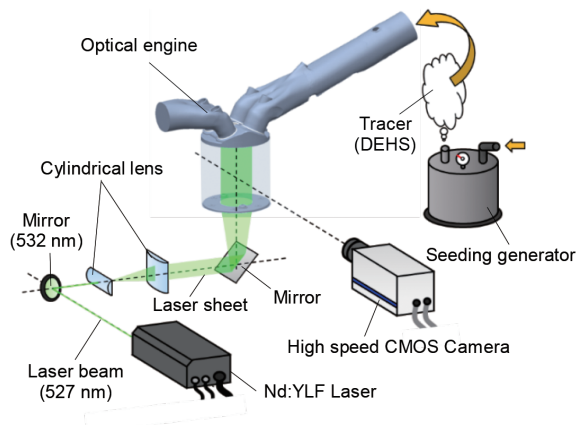


Fig.2 Experimental apparatuses for PIV

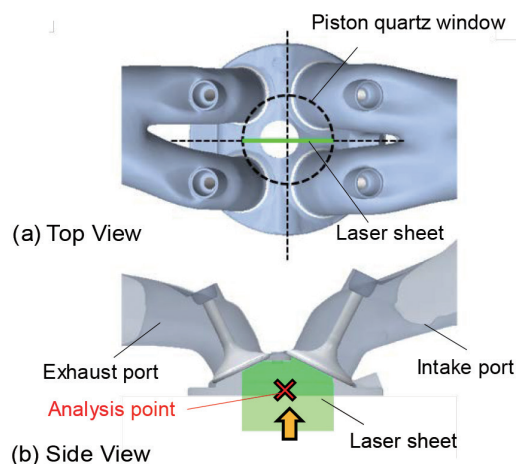


Fig.3 Measurement area in the cylinder for PIV

PIV 計測条件として、計測サンプリング間隔は 2.0 deg. (サンプリング周波数: $f = 3 \text{ kHz}$) とし、吸気～圧縮行程を計測区間とした。その条件で高速度カメラの撮影容量限界まで連続 45 サイクルを計測した。 $f = 3 \text{ kHz}$ の場合、本トレーサ粒子 (粒径 2 μm 、密度 900 kg/m^3) の周波数応答性は、97.6 % であるため、十分に流れに追従している^[2]。レーザシート厚みは CFD で予め計算したシート通過方向の流速より、クォータールール^[3]を満たした厚みとして 1.0 mm に設定した。計測範囲は図 3 に示すようにボア中心とし、ピストン窓は $\phi = 40 \text{ mm}$ なので、シート幅も 40 mm である。この計測範囲を 672 \times 1024 の解像度で撮影し、画像空間分解能は 4.9 pix/mm であった。なお、曲面形状の石英スリーブによる撮像面の歪みは、スリーブ中心から半径方向に向けて $\pm 20 \text{ mm}$ では、ほとんど屈折しないため^[4]、本計測では画像の歪みは無視した。また、図 3 の赤の \times 印は、乱

流解析を行う際に使用した代表点である。

PIV 計測で重要となる微小時間間隔あたりの粒子画像の移動量は、5 ~ 10 pix. が適しているとされている^[5]。しかし筒内流動は吸気行程と圧縮行程で平均流速が 5 倍から 10 倍変化する。そのため、適切な粒子移動量を得るために、いつの平均流速に合わせて微小時間間隔 Δt を決定するのは難しい。そこで本研究では Δt を変えたトリガパルスで吸気行程と圧縮行程で別々に作成し、吸気終わりの下死点を基準に切り替えて使用した。今回の計測では、吸気行程で $\Delta t = 15 \mu s$ 、圧縮行程で $\Delta t = 45 \mu s$ とした。

PIV の解析は、検査領域を $32 \times 32 \text{ pix.}$ から $8 \times 8 \text{ pix.}$ まで 3 段階に変化させながら検査領域のオーバーラップ 50 % で FFT 相関法により粒子画像の相関をとり移動量を算出した。また、エラーベクトルの削除にはメディアンフィルタを用いた。

3 実験結果

3-1. 各負荷条件による燃焼変動

図 4 に各負荷（スロットル開度）における筒内圧力と筒内圧から算出した見かけの熱発生率 ROHR を示す。横軸にクランク角、左縦軸に筒内圧力、右縦軸に見かけの熱発生率を示す。点火時期および空気過剰率一定の条件では、スロットル開度の変化に伴い、吸入空気量および投入燃料量が増加するので、発熱量が増加し、最大筒内圧力および熱発生率の傾きと最大値が増加する傾向にある。次に、図 5 に net IMEP（ポンプロスを含んだ図示平均有効圧）に対する燃焼変動率 COV を示す。なお net IMEP は連続した 200 サイクル平均の値、COV は 200 サイクル中の変動率である。COV は低負荷ほど増加し、計測した負荷条件では 2 ~ 8 % で変化した。

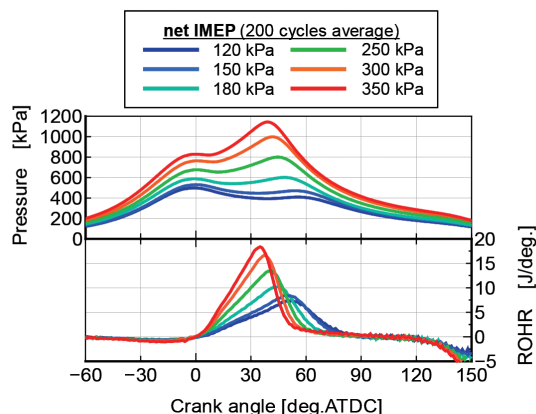


Fig.4 In cylinder pressure and rate of heat release

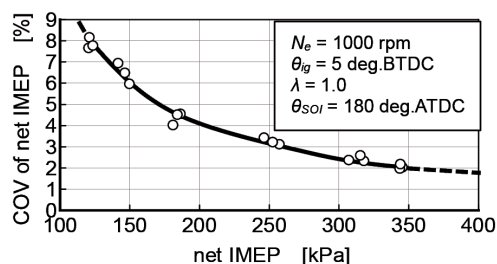


Fig.5 net IMEP vs. COV of net IMEP

3-2. 各負荷条件による筒内流動

3-1. 節で述べた燃焼計測結果より、アイドリング時、低負荷時の代表として net IMEP = 150 kPa (COV = 6 %) と net IMEP = 350 kPa (COV = 2 %) の 2 条件を対象とし、筒内流動を計測し、流動サイクル変動を評価する。ただし、PIV 計測時にはファイヤリングは行わないため、負荷相当の吸気圧（スロットル開度）を計測条件としモータリング条件で PIV 計測を行った。そのため、壁面温度も燃焼時とは異なる条件である。また、計測には液体トレーサを用いたが、圧縮行程後半では圧縮温度によりトレーサが蒸発し Mie 散乱光が得られなくなり、圧縮端の筒内流動の計測はできなかった。

図 6 ~ 8 に連続 45 サイクル計測したベクトルマップのアンサンブル平均結果を示す。計測は 394 ~ 688 deg.ATDC まで 2 deg. 間隔で行っているが、代表的なものとして図 6 に CA = 450 deg.ATDC、図 7 に 540 deg.ATDC、そして図 8 に 630 deg.ATDC の結果を示す。また、図 (a) に net = 150 kPa 条件、図 (b) に 350 kPa 条件、そして図 (c) に参考データとして、燃焼計測は行っていないが WOT（全開条件）の結果を示す。

図 6 の 450 deg.ATDC の筒内流動では、右上の吸気バルブから 20 ~ 30 m/s の強い吸気流れが確認でき、スロットル開度が大きくなるにつれ、流速は高くなった。図 7 の 540 deg. ATDC の結果より、下死点では筒内に反時計周りの大規模なタンブル流れが形成されていることがわかる。赤丸で示すのはタンブル中心であり、図 (a) ~ (c) を比較すると、スロットル開度が大きくなるにつれタンブル中心は右下方方向へと遷移した。図 8 に示す圧縮行程では、タンブル流れが維持されたままピストン冠面上から右上に巻き上がるような流れパターンとなり、スロットル開度が大きくなるにつれ、巻き上げ流れが燃焼室中心に向くような傾向であった（図中黒矢印）。これはスロットル開度が大きいほど、吸気流速が高くなり、タンブル比が大きくなり、より回転が強くなり、タンブル渦が維持されたまま圧縮行程で渦全体が潰されるためと考えられる。

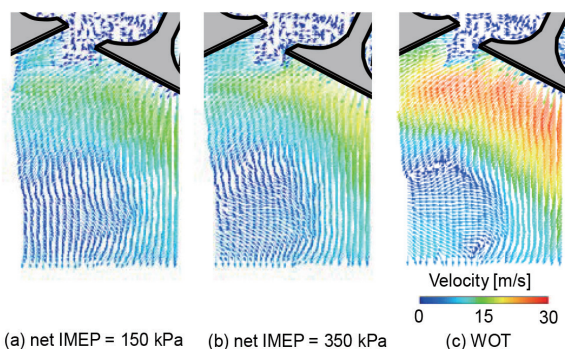


Fig.6 Vector velocity (CA = 450deg.ATDC, Ensemble ave.)

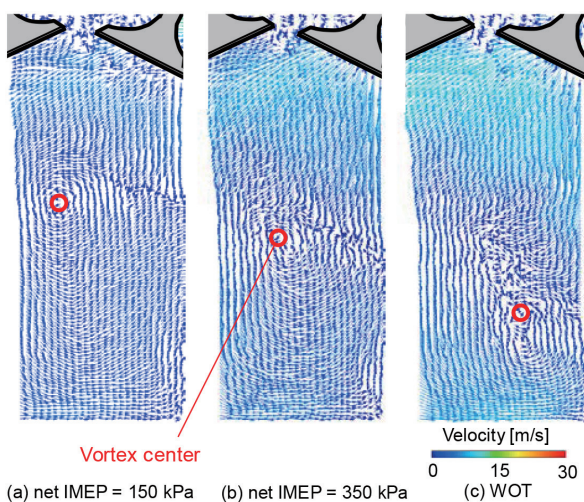


Fig.7 Vector velocity (CA = 540deg.ATDC, Ensemble ave.)

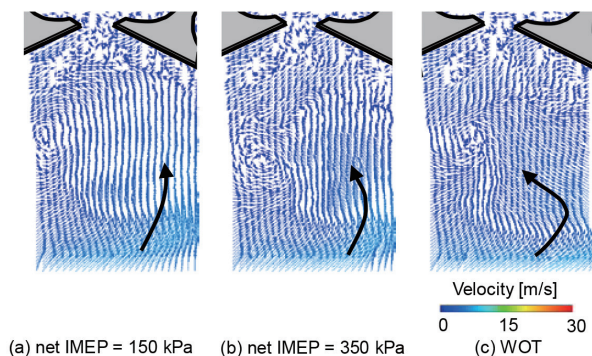


Fig.8 Vector velocity (CA = 630 deg.ATDC, Ensemble ave.)

3-3. 瞬間流の時間平均による乱流成分の切り分け

3-2. 節では連続 45 サイクルのアンサンブル平均結果により、各負荷条件における筒内平均流のパターンについて述べた。次に筒内流動のサイクル変動を評価していく。サイクル毎に平均流は変動するとして、サイクル変動がある場合、流れのエルゴード性は成り立たない。従って、アンサンブル平均した結果と瞬間流を時間平均した結果の差分を取ることによってサイクル変動を定量化することができる。アンサンブル平

均結果は 3-2. 節で得られているので、瞬間流の時間平均を行う。

瞬間流の時間平均は、主流成分と乱流成分を切り分けるために乱流カットオフ周波数 f_c を定義するのが一般的である。神本らは、LDV を用い筒内定点の時系列流速データを高速サンプリングし時間 FFT（高速フーリエ変換）し、その積分パワースペクトル（以下 PS）を取り、積分値が全体の 90 % となった周波数を f_c とした^[6]。また大倉らは、時間 FFT したパワースペクトルの傾きが変化する周波数を f_c と定義した^[7]。本研究では両者の方法を試したが、結果的に「積分 PS = 80 % の周波数をカットオフ周波数」と定義した。その経緯を次に述べる。

図 9 に定点流速データの周波数解析結果を示す。定点データはアンサンブル平均結果から図 3 に示した定点でクランク角毎に取得した。図 (a) に定点の流速強度履歴、図 (b) に時間 FFT により得られた PS、図 (c) に積分 PS を示す。図 (b) の PS を見ると、低周波数域の Power の大きい領域は主流成分のスペクトルであると思われる、高周波数域の振動の大きい領域が乱流成分であると考えられる。大倉らの定義した PS の傾きが変化する周波数をこの結果から考察すると、 f_c はおよそ 100 Hz 付近にあることがわかり、負荷によりほとんど差が無いことからスロットル開度は f_c に依存せず、機関回転数が支配的になる。一方で、図 (c) の積分 PS を見ると、今回定義する積分 PS = 80 % の周波数はおよそ 300 Hz となり、これも負荷違いで差が見られなかった。二つの f_c の定義を比較すると 3 倍もの差が生じたため、両者の f_c を用いた時間平均を行った。

二つのカットオフ周波数を検討した結果、 $f_c = 100$ Hz の場合、アンサンブル平均結果よりも時間平均結果の方が時間フィルタが強くなってしまい、アンサンブル平均よりも鈍った結果となってしまった。

図 10 に $f_c = 300$ Hz の場合の結果を示す。ここでは、図 3 に示した定点データにおける流速強度を瞬間流、時間平均流そしてアンサンブル平均流の履歴の比較を示す。黒線で示す瞬間流の履歴より、乱流成分を含んでいるため高周波数の振動が確認できる。赤線は黒線を $f_c = 300$ Hz で時間平均した結果であり、高周波成分が取り除かれ、滑らかな結果となった。この結果を緑線で示すアンサンブル平均結果と比較すると、サイクル変動を含んだ比較のため、それぞれの履歴のパターンは異なるものの、両者は近い結果であると言える。

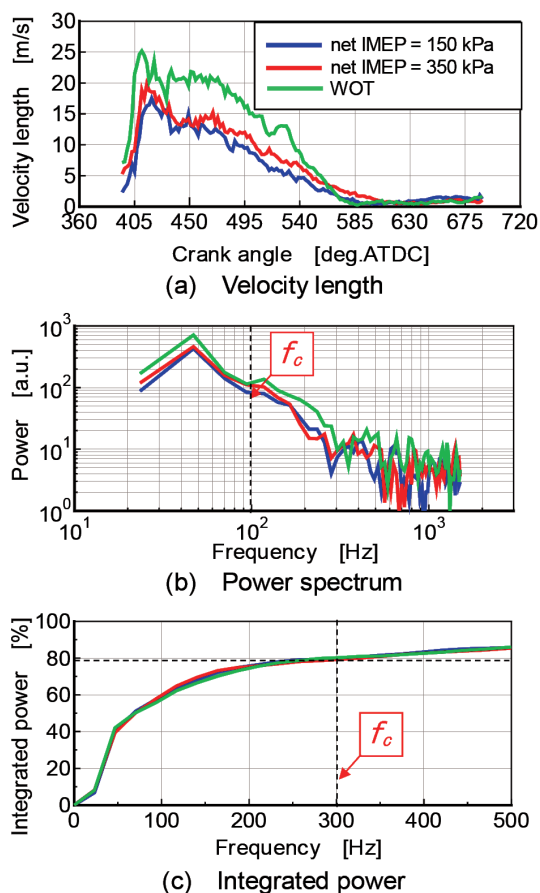


Fig.9 Analyses fixed point data and decision of cutoff frequency

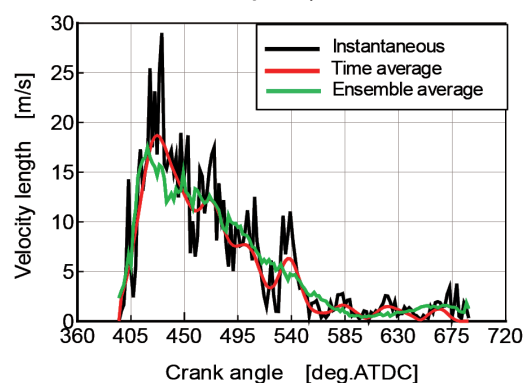


Fig.10 Comparison of time average and ensemble average

図 11 に 1 サイクルの瞬間流のベクトルマップ、図 12 に $f_c = 300$ Hz で時間平均したベクトルマップを示す。両者の計測条件は net IMEP = 150 kPa の条件である。図 11 と 12 の両者を比較すると瞬間流の乱れ成分が時間平均により取り除かれ、図 6 ~ 8 に示したアンサンブル平均結果に近いベクトルマップとなっていることがわかる。特に図 (b) の下死点の結果では、瞬間流ではタンブル流れを確認するのが困難であるが、時間平均流では反時計周りのタンブル流が確認できる。

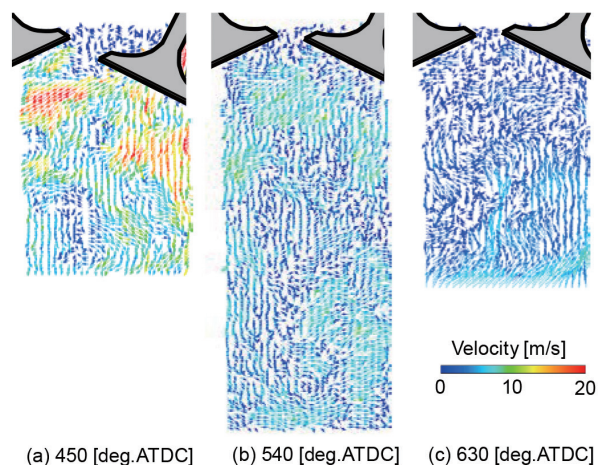


Fig.11 Vector velocity
(Instantaneous flow, net IMEP = 150 kPa)

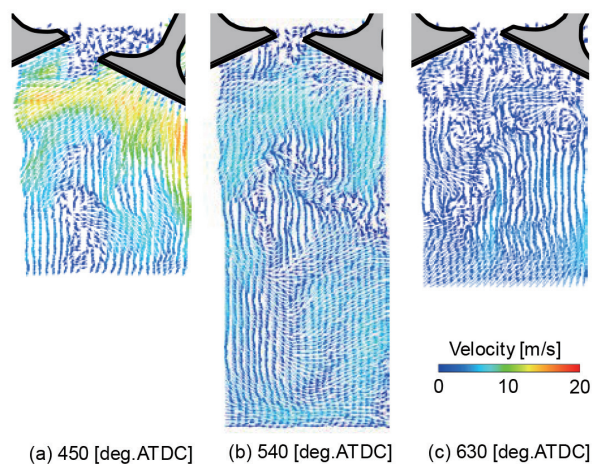


Fig.12 Vector velocity (Time ave. flow, net IMEP=150 kPa)

3-4. 筒内流動サイクル変動

3-3. 節で述べた乱流カットオフ周波数を用いた時間平均結果はエルゴードの仮説が成り立つのであれば、アンサンブル平均結果と一致する。しかし、筒内流動にはサイクル変動があるため、必ず差分が生じる。そこで時間平均結果とアンサンブル平均結果の差分からサイクル変動分布の可視化を試みた。

図 13 に図 12 に示したある 1 サイクルの時間平均結果から求めた流速強度のサイクル変動分布のコンター図を示す。これまでベクトルマップで評価してきたが、差分を取る際にベクトルでは方向性を持つため取扱いが難しく、流速強度のスカラー量として差分を取った。スケールは $-10 \sim 10$ m/s で示し、アンサンブル平均結果に対し、流速が低い、または高い領域を示している。図 (a) の吸気行程半ばでは、吸気バルブ下流に速度の低い領域があり、図 12(a) に示す時間

平均流を見てもその領域が確認できる。図6(a)ではそのような領域はないことから、サイクル毎の吸気流動の変動成分であることがわかる。

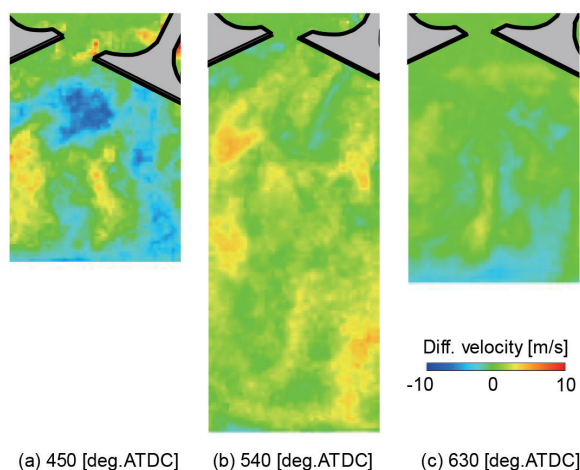


Fig.13 Contour of different velocity (net IMEP=150 kPa)

3-5. 筒内流動 COV 分布

3-4. 節で述べた流動サイクル変動の評価では、複数サイクルをそれぞれ評価しなければならず、定量化が難しい。そこで連続 45 サイクルの流動サイクル変動分布をアンサンブル平均し、空間的な流動変動率 COV を求めた。なお、COV は式 (1) を使い、分母にはアンサンブル平均流の流速強度を用いた。

図 14 ~ 16 に各負荷条件における連続 45 サイクル中の流動サイクル変動率 COV のコンター図と図 6 ~ 8 に示したアンサンブル平均流のベクトルマップを示す。コンター図のカラースケールは 1 ~ 1000 % を Log スケールで示した。図 14 の吸気行程半ばを各負荷で比較すると、吸気バルブ下流域は COV が低く 10 % 未満であるためバルブからの剥離流れに関しては比較的サイクル変動は起きていないことがわかる。しかし、低負荷ほどこの領域の COV は高くなり、吸気流動の変動が大きいことが言える。一方、吸気流れのさらに下流域（図左下）では、COV の高い領域があり、これは高負荷ほど増加した。ベクトルを見ると WOT では吸気流れ渦が発生しており、その渦中心で COV が高くなった。

図 15 の下死点の結果を比較すると、タンブル渦の中心部で COV が高くなった。COV は渦中心などの流速勾配が大きいところでは大きな値となることがわかる。これは平均流に対し、渦中心の流速強度が非常に小さいため少しの変動でも高い COV となることが考えられる。これを加味すると、高負荷ほどタンブル渦の振れまわりがサイクル毎に大きく変化していることを表している。また黒丸で囲んだ領域では、

低負荷ほど COV は増加した。ここは吸気から流入した流れが初めにピストン冠面に到達する位置で、吸気流動のサイクル変動がピストン冠面上にも影響を及ぼしていると思われる。

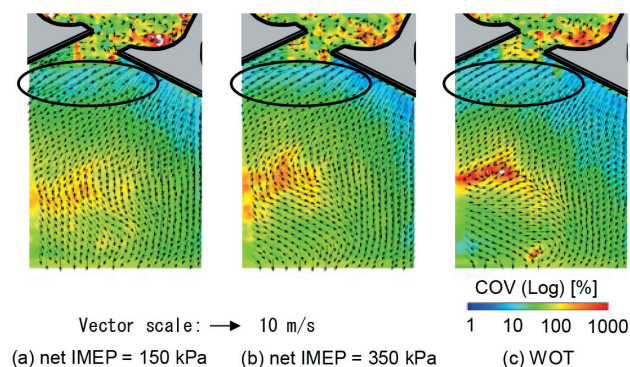


Fig.14 Contour of COV (CA = 450 deg.ATDC, 45 cycles)

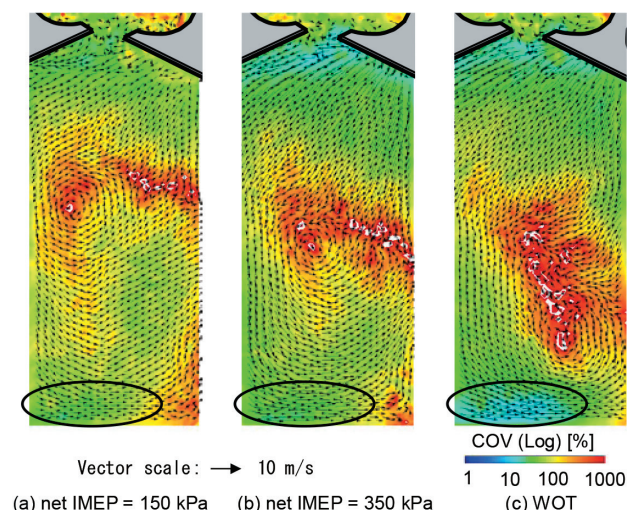


Fig.15 Contour of COV (CA = 540 deg.ATDC, 45 cycles)

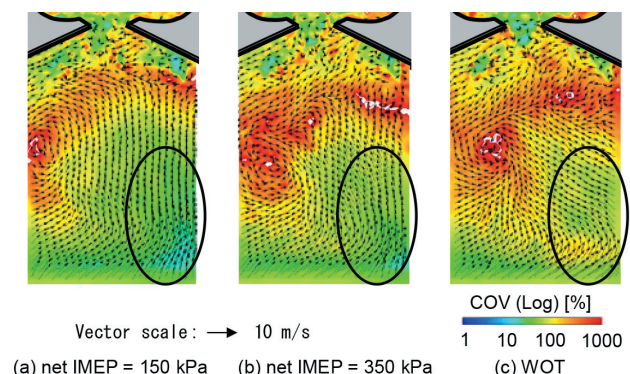


Fig.16 Contour of COV (CA = 630 deg.ATDC, 45 cycles)

図 16 の圧縮行程を比較すると、ピストン冠面からの巻き上げや全体的な流れは、低負荷ほど COV は低く、サイクル間変動が小さいことがわかる。

$$COV = \frac{\sqrt{\frac{1}{n} \sum_{i=1}^n (x_i - \bar{x})^2}}{\bar{x}} \quad (1)$$

以上の筒内流動のサイクル変動率 COV の結果より、吸気行程における吸気バルブからの吸気流れは低負荷ほど変動が大きく、その変動は下死点のピストン冠面上の流れまで影響を及ぼしていることがわかった。またタンブル流れの渦中心の変動は高負荷ほど大きくなり、渦の振れまわりの変動は大きいことが言える。さらにクランク角が経過し、圧縮行程となると低負荷ほどサイクル間の変動は小さくなった。

3-1. 節で述べた燃焼サイクル変動の原因を流動 COV から考察すると、低負荷は吸気流動の変動が高く、PFI の混合気形成に大きな影響を及ぼしていると考えられる。また圧縮行程では低負荷の流動変動は小さいことから、点火栓付近の流動変動も小さくなっていると考えられる。つまり低負荷時に燃焼 COV が増加する原因は、吸気行程中における吸気流動のサイクル変動による混合気形成状態の変動が強く影響しているのではないかと示唆される。

4 結言

本研究では、燃焼サイクル変動を引き起こす原因のひとつとして筒内流動サイクル変動に着目し、PIV 計測によりその可視化を試みた。得られた結果を以下に示す。

- (1) スロットル開度を変えた 45 サイクルアンサンブル平均結果より、開度により吸気流動の流速変化やタンブル渦の渦中心の遷移を確認した。
- (2) 時間平均に用いるカットオフ周波数 f_c は、積分パワースペクトル 80 % の周波数と定義し、計測結果では 300 Hz であった。また開度違いで f_c に大きな差異はなく、機関回転数が支配的であることがわかった。
- (3) 連続 45 サイクルの流速変動率分布より、低負荷条件ほど吸気流動に変動があり、その変動は下死点まで持続され、それ以降は低負荷ほど安定した流れとなった。この変動は吸気行程中の混合気形成に大きな影響を及ぼしていると考えられる。

■参考文献

- [1] B. Peterson, et al., On the ignition and flame development in a spray-guided direct-injection spark-ignition engine, Combustion and Flame, Vol.161, pp.240-255 (2014).
- [2] 可視化情報学会,PIVハンドブック,第1版第4刷発行,(株)森北出版
- [3] Keane & Adrian, Optimization of particle image velocimeters: II Multiple pulsed systems, Meas. Sci. Tech., Vol.2, pp.963-974.
- [4] ケビン・ショールズ,他2名,PIVによる筒内流動サイクル変動解析手法の開発,自技会論文集,Vol.36, No.6, pp.25-30 (2004).
- [5] 可視化情報学会,第20回可視化フロンティア「PIV講習会 2015大阪」テキスト.
- [6] 神本武征,他4名,透明シリンダエンジンによるシリンダ内空気流動に関する研究,日本機械学会論文集(B編),Vol.53, No.492, pp.2686-2693 (1987).
- [7] 大倉康裕,他4名,高速PIVによるエンジン燃焼室の乱流計測,日本機械学会論文集(B編),Vol.79, No.806, pp.319-332 (2013).

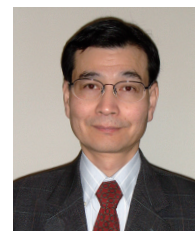
■著者



保木本 聖
Satoshi Hokimoto
千葉大学大学院
工学研究科
人工システム科学専攻



窪山 達也
Tatsuya Kuboyama
千葉大学大学院
工学研究科 機械工学コース
次世代モビリティパワーソース
研究センター 准教授



森吉 泰生
Yasuo Moriyoshi
千葉大学大学院
工学研究科 機械工学コース
次世代モビリティパワーソース
研究センター 長・教授



渡辺 敬弘
Takahiro Watanabe
技術本部
研究開発統括部
基盤技術研究部



飯田 実
Minoru Iida
技術本部
研究開発統括部
基盤技術研究部