

# 高速PIV計測および初期火炎伝播可視化による 低負荷運転時における燃焼サイクル変動の解析

Analyses of cycle-to-cycle variation of combustion at low load condition by using  
high-speed PIV and direct photographing of early flame propagation

保木本聖 窪山達也 森吉泰生 孕石三太 渡辺敬弘 飯田実

本稿は、一般社団法人 日本機械学会 2018年日本機械学会論文集 84巻865号に掲載された論文を同会の許可を得て転載したもので、本論文の著作権は一般社団法人 日本機械学会に属し、無断複製・転載を禁じます。

## Abstract

Cycle-to-cycle variation (CCV) of combustion is an important issue because it affects emissions and drivability. Improvement of CCV of combustion has been carried out using electronic controls (e.g. ignition timing, fuel injection and variable valve timing) in motor vehicle's engines. However, electronic devices are hardly used for motorcycle's engines because of limited space and cost. Therefore, the engine performance itself must be improved to reduce CCV of combustion in motorcycle. Though CCV of combustion is caused by CCV of in-cylinder flow pattern, fuel distribution, temperature and residual gas, and ignition energy, it is difficult to measure and analyze these factors. In this study, the simultaneous measurement of high-speed PIV and direct photographing of flame propagation was carried out. CCV of in-cylinder flow was evaluated as temporally-averaged flow that was obtained by instantaneous flow using low-pass filtering and cut-off frequency. As a result, in-cylinder temporally-averaged flow pattern fluctuated between individual cycles. Especially, the flow pattern on the surface of piston at BDC was different between the highest and the lowest cycle in IMEP. This difference is considered to be due to the location offset of tumble flow. Also the fluctuation of turbulence kinetic energy (TKE) is caused by tumble flow offset. TKE distribution near the spark plug at ignition timing affected the direction and speed of flame propagation.

## 1

## 諸言

内燃機関の熱効率の向上に関し、これまで多くの研究・開発が成されてきた。特に、四輪車のエンジンの場合、多くの複雑な電子制御を採用し、運転条件に合わせた点火系、燃料系、そして可変バルブ機構を用いた動弁系の最適化を行うことで、各運転負荷における熱効率の改善を図っている。しかしながら、二輪車のエンジンの場合、搭載スペースとコストの都合上、四輪車のように大規模な電子制御を搭載することはほとんどなく、決められた条件の中で幅広い負荷条件の運転を行わなければならない。特に、スポーツ性を商品とした二輪車の場合、高負荷・高回転の条件でより出力を出せるように最適化されているため、バルブオーバーラップも広く取られている。前述した通り、可変バルブ機構は二輪車に搭載されることは殆どないため、広いバルブオーバーラップで固定されたまま、低負荷時のアイドリングも行わなければならず、厳しいエンジン諸元での運転が求められる。また、アイドリング時の点火時期は、最適点火時期であるMBT(Minimum advance for the Best Torque)よりも大きくなりタードした時期に固定されることが多く、その結果、低負荷運転時に大きな燃焼サイクル変動を引き起こす。

燃焼サイクル変動は、サイクル毎の仕事(net IMEP)が変動することで、出力の変動を生じ、ドライバビリティを悪化させる。また、失火を伴うようなサイクル変動では、失火したサイクルで未燃HCを多量に排出するため、特に問題視されている。燃焼サイクル変動は、点火時における筒内の様々な要素が相互作用し引き起こされ、その要因の代表例として、筒内流動、筒内燃料濃度分布、筒内温度分布、残留ガス分布、そして点火エネルギーなどが挙げられる。これらの要因がサイクル毎に変動することで点火時期における点火栓近傍の雰囲気が変動し、初期火炎成長の変動が誘発され、結果的にnet IMEPの変動が起こる。

サイクル変動を可視化実験から解析した研究例、特に筒内流動を解析した研究例は多い。Müllerらはモータリング条件におけるタンブル渦構造のサイクル変動に着目し、タンブル渦中心位置が水平方向に大きく変動し、タンブル渦構造の違いから運動エネルギーおよび乱流運動エネルギー履歴が大きく変動することを確認した(Müller et al., 2010)。また、筆者らもモータリング条件において低負荷条件ほど、吸気流れのサイクル変動率が大きくなることを確認した(保木本他, 2016)。また、吸気ポートに隔壁を設けタンブル流を強化した場合、サイクル変動が抑制されることも確認されている(ショールズ他,

2005)。筒内流動のサイクル変動は、噴霧形状にも影響を及ぼし、Zengらは、直噴(DI)ガソリンエンジンにおいて燃料噴射前の筒内流動のサイクル変動により、噴霧形状が変化することを実験的に求めた(Zeng et al., 2014)。

ファイヤリング条件での解析例として、Fontanesiらは、高回転・全負荷条件において点火プラグの接地電極の向きが局所流動と火炎伝播形態のサイクル変動に及ぼす影響をLES (Large eddy simulation)により解析した(Fontanesi et al., 2015)。実験的検討例として、DIガソリンエンジンにおいて局所流動と燃料濃度分布のサイクル変動を燃焼・可視化同時計測した例や、点火エネルギーと初期火炎成長を評価した例がある。(Peterson et al., 2011, Peterson et al., 2014)。

以上より多くのサイクル変動解析例はあるものの、スロットルを閉じた低負荷ファイヤリング条件での解析例や、DI条件に比べ燃料濃度斑が生じにくいポート噴射(PFI)条件での研究例はほとんどない。そこで本研究ではPFI可視化単気筒エンジンを用い、低負荷燃焼条件における高速PIV(粒子画像流速)計測と火炎伝播の直接撮影の同時計測を行い、サイクル毎の燃焼データと比較することで、燃焼サイクル変動を引き起こす要因について調べた。

## 2 実験装置および実験方法

### 2-1. 可視化単気筒エンジン

図1に本研究で使用した可視化単気筒エンジン(小山ガレージ製)を示す。本可視化エンジンは、ペントルーフ部およびシリンダーライナに石英ガラスを使用しており、前面から筒内全域を可視化することが出来る。また、ピストン冠面中央部にΦ40mmの石英ガラス窓を装着した延長ピストンを用いることで、ピストンボトムからミラーを介し、筒内の可視化および外部からの光源の照射が可能である。

表1に本可視化エンジンの諸元を示す。可視化エンジンのヘッドは、量産四輪車の2L、4気筒エンジンヘッドの1気筒を使用しており、排気量は500cm<sup>3</sup>である。ボア・ストロークは86 × 86mmのスクエアで圧縮比は9.2である。また本可視化エンジンの吸排気バルブ位相は、可変プーリにより任意に設定することができる。緒言において二輪車はバルブオーバーラップが広いと述べたが、今回は基礎研究としてバルブオーバーラップがゼロになるようにバルブ位相を設定し、各バルブ開閉タイミングは表2に示す通りとした。また、燃料噴射方式としてPFI、DIのどちらも可能なエンジンであるが、本研究では二輪車のエンジンを対象としているため、PFI条件により実験を行った。

筒内圧力はヘッドに設置したピエゾ式の圧力センサ (Kistler, 6052C)を用い、吸排気圧は吸気管および排気管にそれぞれ設置した絶対圧センサ (Kistler, 4005B, 4007C)を用い、高速データロガ(YOKOGAWA, DL750)により1deg. 間隔で計測した。また、ピエゾ式圧力センサの絶対圧補正では、吸気バルブが十分開いた時期390 ~ 570deg. ATDCにおいて、吸気圧センサで計測した値(絶対圧)と等しくなるように補正した。

空燃比A/Fは排気管に設置したA/Fセンサ(NGK, ZFAS-U1)を用い、吸排気温度はK型シーズ熱電対を用い、低速データロガ(OMRON, ZR-45)により200ms間隔で計測した。

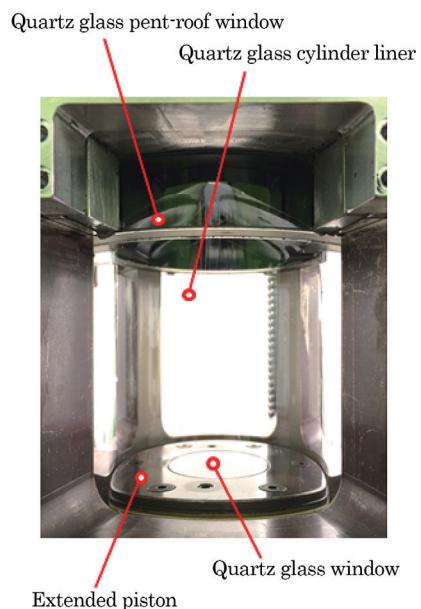
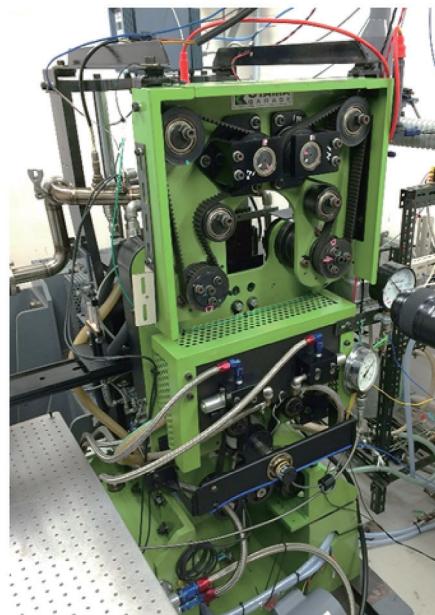


Fig.1 Optical single-cylinder engine

Table 1 Specifications of optical engine

Displaced volume	[cm <sup>3</sup> ]	500
Stroke	[mm]	86
Bore	[mm]	86
Connecting rod length	[mm]	139
Compression ratio	[ $-$ ]	9.2
Number of valves		4
Intake valve opening (IVO)	[deg.ATDC]	360
Intake valve closing (IVC)	[deg.ATDC]	600
Exhaust valve opening (EVO)	[deg.ATDC]	130
Exhaust valve closing (EVC)	[deg.ATDC]	360
Injection type		PFI
Material of cylinder liner		Quartz glass

## 2-2. 光学系

図2に光学系の概略図を示す。本光学系は、TR-PIV(Time resolved - PIV)による時系列筒内流動計測とPLIF(Planar Laser Induced Fluorescence)による筒内燃料濃度分布計測の同時計測を行うために組まれている。ただし本論文ではPLIFについては述べず、PLIFの代わりに火炎伝播の直接撮影を行った。PIVの光源は、波長527nm、最大発振周波数10 kHzのダブルパルスNd:YLFレーザ(New wave research, Pegasus PIV)を使用した。YLFのビームは532nm用ミラーにより90度反射した後、266nm用のミラー(シグマ光機、TFMHP-50C08-266, HR 266nm : 98%)を透過させた。この266 nmのミラーはPLIFに用いる波長266nmのNd:YAGレーザ(New wave research, SOLO120)を反射させるためのミラーで、このミラーにより異なる波長の二つのレーザ光を同じ光路へと導いた。今回はPIV用のYLFレーザしか使用しないため、このミラーはビームを透過させる役割しかない。レーザビームは二つのシリンドリカルレンズ(シグマ光機)によりシート光を形成すると共に、幅と厚みを調整し、ピストン下にあるミラーを介し筒内へと照射した。なお、本光学系では平行シート光には形成しておらず、筒内下から上に向けてわずかに末広がりの形状とした。

トレーサ粒子は、粒径およそ2  $\mu$ mのSiO<sub>2</sub>中空多孔質粒子(鈴木油脂工業、ゴッドボールB-6C)を用い、粒子を封入したタンク内に圧縮空気を通過させることにより気流に乗せ、スロットル上流へと供給した。筒内への導入はスロットルを介し吸入空気と共に吸気させた。この際、トレーサ粒子の周波数応答性は、サンプリング周波数3kHzに対し99.3%と非常に高く、流れの追従性は十分である(可視化情報学会, 2013)。レーザ照射により得られるMie散乱光(527nm)はダイクロイックミラー(IRIDIAN, 495DPS, HR > 500nm : 99%, HT400 -

500nm : 96.3%)により反射させ、マクロレンズ(Nikon, Ai AF Micro Nikkor 105mm F2.8D)を装着した高速度CMOSモノクロカメラ(Photron, SA-X2)により撮影した。

撮影した粒子画像はPIV解析ソフトウェア(DANTEC、Dynamic studio 2015a)によりベクトルマップへと処理した。本ソフトウェアでは、FFT相互相関法による解析を行うが、本研究では、8  $\times$  8pix, 16  $\times$  16pix, 32  $\times$  32pixと探査領域を3段階に変化させながら50%オーバーラップにより相関を取った。また、エラーベクトルは3  $\times$  3vectorsの窓によるメディアンフィルタを用いて除去した。ここまで得られたベクトルマップは、オープンソースの数値計算ソフトウェア(Scilab Enterprises, scilab 5.5.2)を用いた自作プログラムにより、アンサンブル平均、時間平均などの処理を行い、ポスト処理としてベクトルマップやセンター図の再作成ではグラフ作成ソフトウェア(i-WORKS, Graph R plus ver. 1.58)を用いた。

火炎伝播の直接撮影では、ダイクロイックミラーを透過する青色の可視光(400 ~ 500nm)をマクロレンズ(Nikon, Ai AF Micro Nikkor 105mm F2.8D)を装着した高速度CMOSカラーカメラ(Photron SA-X-CV)により撮影した。なお、ダイクロイックミラー前方にロングパスフィルタ(シグマ光機、SCF-50S-37L, TR > 370nm : 90%)があるが、これもPLIF計測の際にレーザ波長(266 nm成分)を除去するためのものであり、今回の結果に大きな影響はない。

表2に詳細な撮影条件を示す。TR-PIVのレーザシート厚みの設定は、厚みに対し直交する流速が1/4以下が望ましいというクオータールールに基づき1mmに設定した(Keane and Adrian, 1991)。Nd:YLFレーザは、クランクシャフトに接続したロータリーエンコーダ(OMRON, E6B2-CWZ3E)からの360 deg信号を基に、分周回路やパルスジェネレータ(nf、WAVE FACTORY WF1946)を介して発振トリガを生成し、そのトリガを用い発振させた。そのためエンジン回転との同期が行える。PIV撮影時期は、吸気行程始めの358deg.ATDC (After Top Dead Center)から点火時期1deg.前の714 deg. ATDCとし、2deg間隔で計測を行った。ここで、PIVの微小二時刻画像の相関を取る際に、粒子移動距離は5 ~ 10 pix.が最適であると言われている(可視化情報学会, 2015)が、筒内流動の平均流速は吸気行程と圧縮行程で10倍ほどの差が生じる。そのため、全行程を一定の微小間隔  $\Delta t$  で撮影した場合、計測精度が低下する。そこで本研究では、吸気行程は  $\Delta t = 25 \mu$ s、圧縮行程は  $\Delta t = 50 \mu$ sと吸気終わりBCD(Bottom Dead Center)で  $\Delta t$  を切り替えることで、データ精度の向上を図った。 $\Delta t$  を切り替えて高速度カメラのフレームレートは同一とし、フレームストラドリング(フレームまたぎ)撮影を行った。

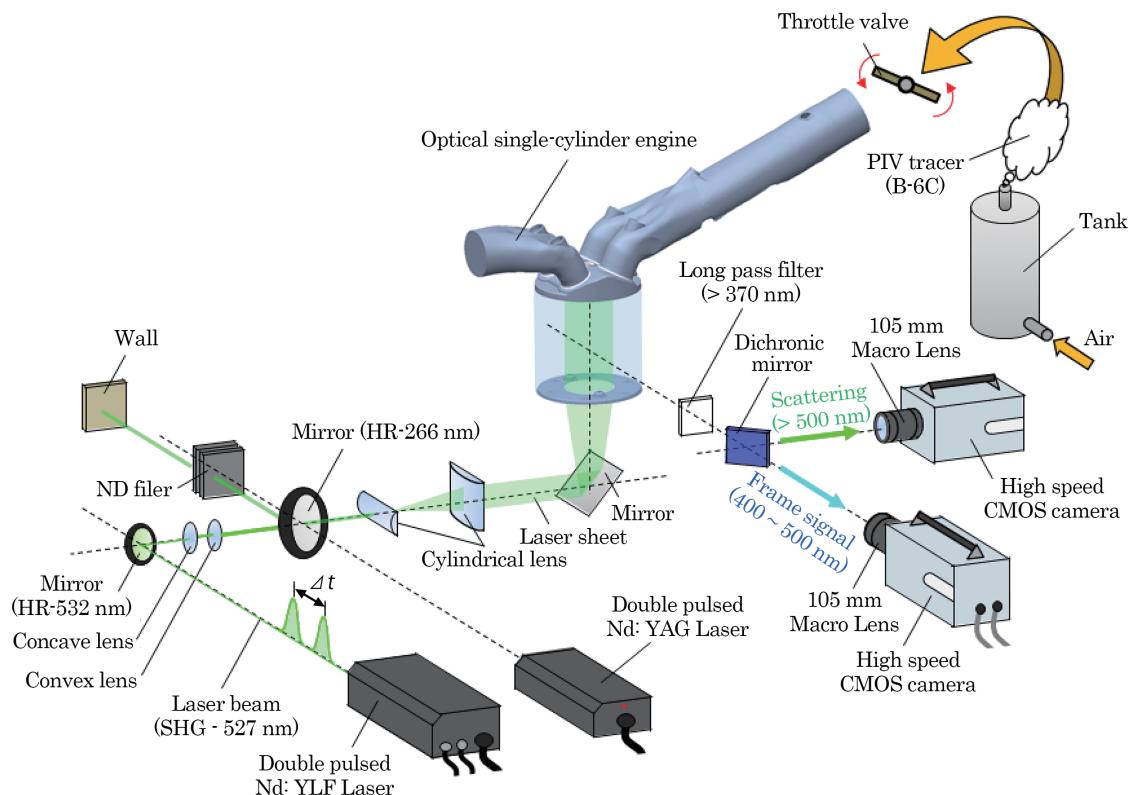


Fig.2 Schematic drawing of the optical setup

Table 2 Specifications of optical setup

	PIV	Direct photo-graphing
Laser type	Doubled Nd:YLF	none
Wave length [nm]	527 (SHG)	400 ~ 500
Sheet thickness [mm]	1	none
Shot timings [deg ATDC]	358 ~ 714	-27 ~ 153
Time resolution in C.A. [deg.]	2.0 (3 kHz)	1.0 (6 kHz)
$\Delta t$ between two laser shots (for TR-PIV) [μs]	25@Intake stroke 50@Comp. stroke	none
Frame rate [fps]	20000	6000
Shutter speed [1/s]	20416	6102
Spatial resolution [Pix.]	672 x 1024 (0.8 mm/vector)	1024 x 1024 (7.5 pix./mm)
Measured cycles	45	45

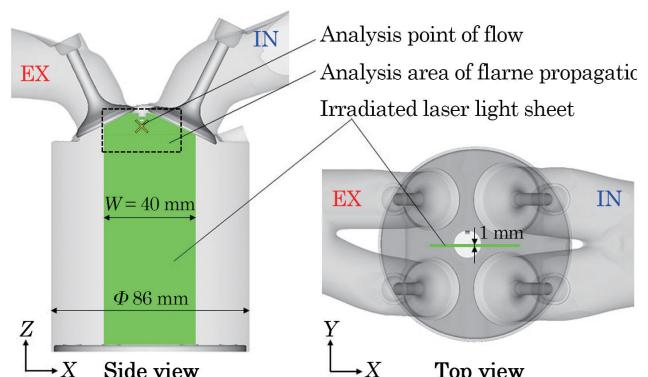


Fig.3 Measurement area of TR-PIV and analysis area of flame propagation

### 3 実験条件

本研究では、二つの低負荷燃焼条件を対象とした解析を行った。表3に実験条件を示す。機関回転数は1000rpm、冷却水の入口温度は70deg.Cとし、A/Fセンサにより計測した排気当量比は1のストイキ条件、点火時期は二輪車のアイドリングを想定し-5deg.ATDCとし、点火コイルへのチャージ時間は3.0 msとした。燃料噴射時期は、できるだけ燃料濃度分布を均一に近い状態で燃焼させるため、燃料噴射開始時期180 deg.ATDCの排気行程噴射を行い、燃圧は350kPa(abs.)で一定とした。ここまで条件を一定とし、以下二つの負荷条件の運転を行った。負荷はnet IMEP(ポンプ損失を含んだ図示平均有効圧力)で140kPaと350kPaの二条件で、負荷の調整はスロットル開度による吸入空気量と、それに合わせてストイキになるような燃料噴射期間の調整により行った。燃料はどちらの条件もiso-octaneを用いた。

本可視化エンジンは、シリンダが石英ガラス製のため、長時間の連続ファイヤリングを行うことはできない。そこで、ガラス保護のためファイヤリングを開始してからおよそ30秒を暖機時間とし、そこから連続45サイクルを計測した。なお、連続45サイクルはPIVに用いた高速度カメラの搭載メモリの都合上、2deg.間隔で吸気～圧縮行程を撮影した際に、一度に収録できるサイクルの数である。

Table 3 Experimental conditions

Engine speed	[rpm]	1000
Water temperature (inlet)	[deg.C]	70
Equivalence ratio	[‐]	1.0
Ignition timing	[deg.ATDC]	-5.0
Ignition dwell	[ms]	3.0
Start timing of fuel injection $\theta_{SOI}$	[deg.ATDC]	180 (Exhaust stroke)
Fuel pressure (abs.)	[kPa]	350
Load (net IMEP)	[kPa]	140 350
Injection duration	[ms]	2.89 4.12
Fuel		iso-octane
Warm up time	[sec]	30
Number of measurement cycles	[cycles]	45

### 4 サイクル変動を含んだ平均流成分の抽出

筒内流動のサイクル変動を評価するため、サイクルごとの瞬時流を、サイクル変動を含んだ平均流成分と乱流成分に切り分け、平均流の変動で評価しなければならない。ある時刻、ある点における瞬時流速  $u$  は式(1)および式(2)で定義される。

二つの式より、瞬時流速  $u$  は、アンサンブル平均流速  $\bar{u}$  と乱れ  $u'$ 、または時間平均流速  $\bar{u}$  、乱れ  $u'$  、そしてサイクル変動流速  $u_c$  で表すことが出来る。そのため、サイクル変動がない流れ場、つまり式(2)の  $u_c$  がゼロの場合、式(1)および式(2)から式(3)が得られ、エルゴードの仮説が成り立つ。

$$u_t = \bar{u}_t + u'_t \quad (1)$$

$$u_t = \langle u \rangle_t + u'_t + u_{ct} \quad (2)$$

$$\bar{u} = \langle u \rangle \quad (3)$$

瞬時流の平均流成分と乱流成分の切り分けには、空間平均法と時間平均法が用いられる。空間平均法では、主に任意空間サイズを用いたガウシアンフィルタやローパスフィルタが用いられる(Reuss et al., 2000)。しかしながら、空間サイズに任意性があることと、空間平均流速  $\bar{u}$  は瞬時流速を表す式には含まれない。そのため、空間平均法は定義上、LES(Large-eddy simulation)計算結果との比較には適しているが、時間的変動を有するサイクル変動の評価には使えない。

時間平均を用いた方法は、かつてはLDV(レーザドップラ流速計)により任意定点の流速を高周波サンプリングし周波数解析することで、平均流と乱流を切り分けるカットオフ周波数を決定していた(神本他, 1987)。現在ではレーザやカメラの性能向上に伴い、PIVでも高速サンプリングが可能となったため、PIVのデータでもLDVのように同様の解析を行うことができる(大倉他, 2013)。著者らもこれまでにカットオフ周波数を用いたローパスフィルタリングにより、サイクル変動を含んだ平均流成分の抽出を行ってきた(Hokimoto et al., 2017)。本論文でも時間平均法によるサイクル変動成分を含んだ平均流の抽出を行った。

カットオフ周波数の決定に際し、実験から得られたベクトルマップの任意定点における流速強度の時間履歴を用いFFT(高速フーリエ変換)による周波数解析を行った。図4に図3内×印で示した定点から取得した流速強度の周波数パワースペクトルを示す。図4上段は定点における流速強度の時間履歴で、横軸にクランク角、縦軸に流速強度を示す。下段は流速強度履歴をFFTし得られたパワースペクトルで、横軸に周波数、縦軸にパワーを示す。本計測のサンプリング周波数は3 kHzであるため、ナイキスト周波数は1.5 kHzである。なお、図中灰色線は各45サイクルの瞬時流で、赤線に45サイクル・アンサンブル平均流の結果を示す。図4(a)にnet IMEP ≈ 140 kPa条件、図4(b)にnet IMEP ≈ 350kPa条件の結果を示す。

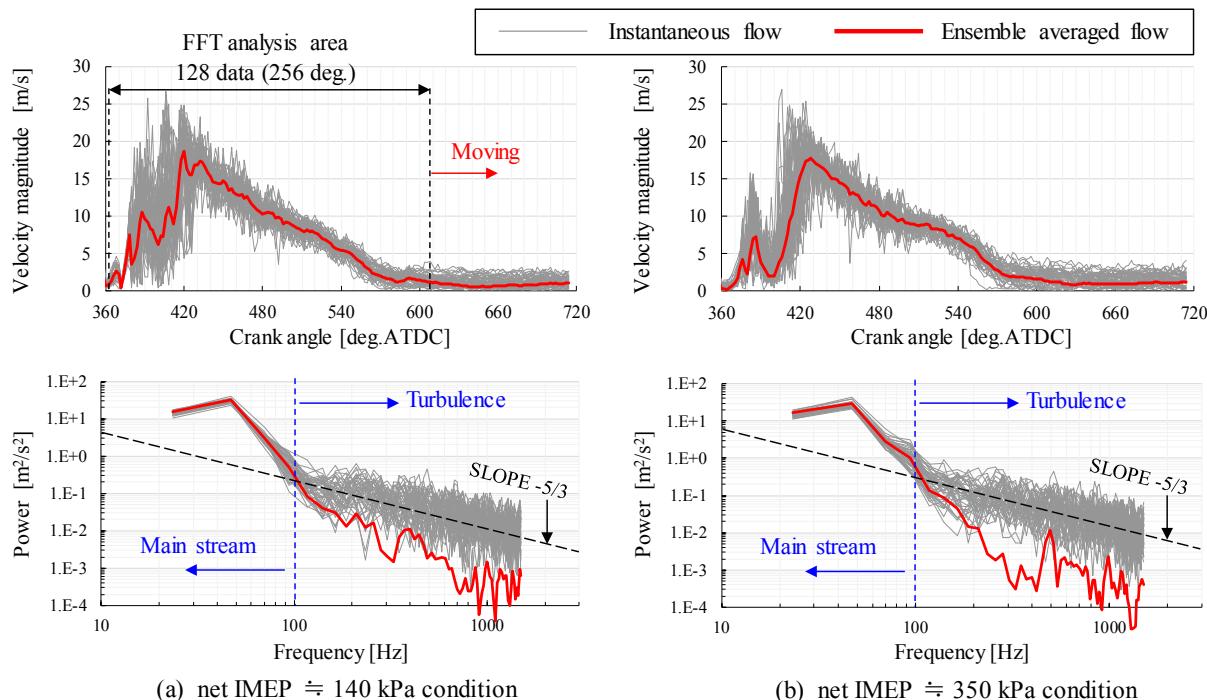


Fig.4 Results of flow analysis. Time series data of the velocity magnitude at fixed point are shown in upper figure. Power spectrum of velocity magnitude are shown in lower figure. Instantaneous flows have high frequency component, compared with ensemble averaged flow. It can be considered that this high frequency components are turbulence.

本計測で取得できるPIVのデータ点数は、最大179データ(358deg.)であるが、FFTの処理の都合上、2の累乗個のデータを扱わなければならない。そこで上段に示した流速強度履歴に、黒矢印で示すように128データ(256deg.)の解析期間を設けた。そこでパワースペクトルを算出した後、解析期間を固定したまま、位相を1deg.ずつ遅角させ、計51個(179 - 128data)のパワースペクトルをアンサンブル平均した。また、FFTを掛ける際に窓関数としてハニング窓(Hanning window)を使用した。

下段に示すパワースペクトルを見ると、低周波数域から  $f = 100\text{Hz}$  付近までは瞬時流とアンサンブル平均流は近いパワーとなる。 $f = 100\text{Hz}$  付近から高周波数域にかけては、アンサンブル平均流に比べ、明らかに瞬時流は高いパワーとなる。この瞬時流の高周波数成分は乱れによるものであり、この結果より、本解析で時間平均に用いるカットオフ周波数は  $f_c = 100\text{Hz}$  と定義した。

## 5

## 実験結果および考察

### 5-1. 燃焼解析結果

可視化と同時計測した連続45サイクルの燃焼圧解析結果を図5および図6に示す。図5横軸にクランク角を示し、上段縦軸に筒内圧力、下段縦軸に見かけの熱発生率を示す。図5(a)にnet IMEP  $\approx$  140kPa条件、図5(b)にnet IMEP  $\approx$  350 kPa条件の結果を示す。図中、灰色細線に各45サイクル、赤線に45サイクル中で仕事(net IMEP)が最大となったサイクル、青線に最小仕事となったサイクル、緑線に45サイクル・アンサンブル平均の結果を示す。

図5(a)、(b)上段の筒内圧力履歴より、点火時期は-5deg. ATDCで固定しているため、着火遅れ期間である10deg.ATDC付近までは同じ値となるが、燃焼圧による圧力の立ち上がり後は、サイクル毎に大きなばらつきが生じていることがわかる。45サイクル中の燃焼変動率COV(Coefficient of Variation)は、net IMEP  $\approx$  140kPa条件で7.91%、net IMEP  $\approx$  350 kPa条件で3.35%と、2倍以上の差となった。

高速 PIV 計測および初期火炎伝播可視化による低負荷運転時における燃焼サイクル変動の解析  
Analyses of cycle-to-cycle variation of combustion at low load condition by using high-speed PIV and direct photographing of early flame propagation

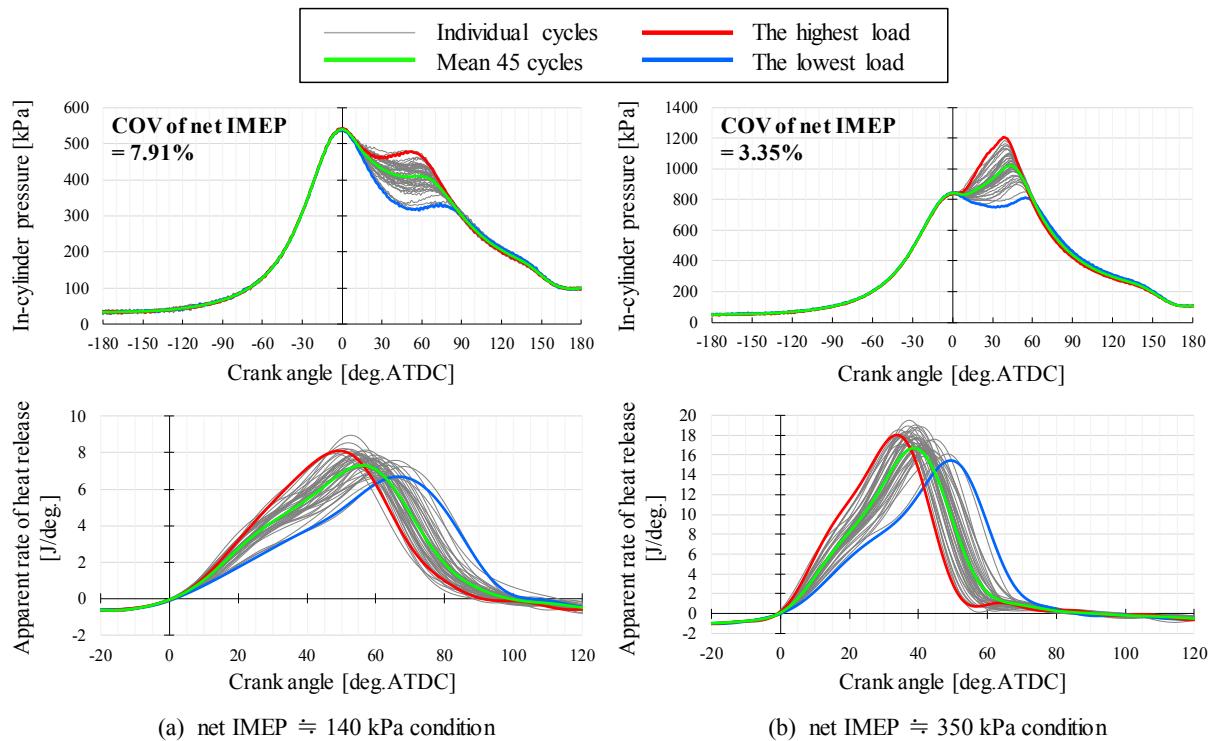


Fig.5 In-cylinder pressure and rate of heat release in the cases of net IMEP  $\approx$  140 and 350 kPa condition. A big difference appears in the cylinder pressure between highest and lowest load cycle. Also heat release rate in the case of highest load cycle raises from an early period, compared with in the lowest load.

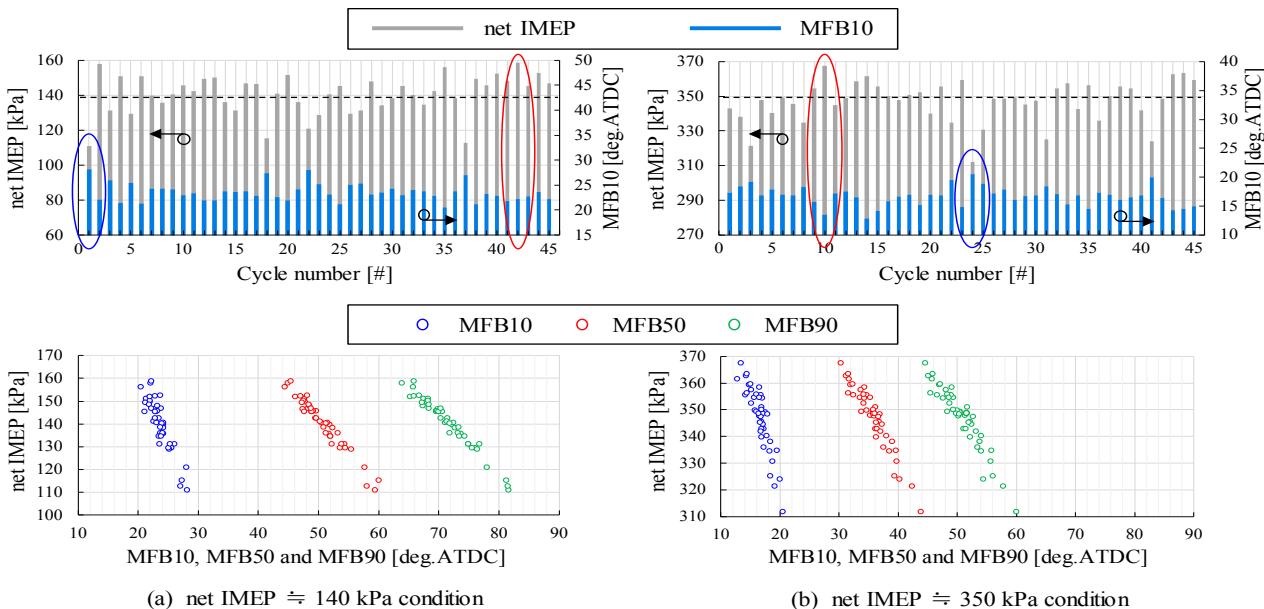


Fig.6 Results of combustion analysis in the two load conditions. As basic trend, net IMEP drops when MFB10 retards. The difference of net IMEP from the average in the lower load cycle is larger than that in higher load cycle. Relationships between net IMEP and MFB10, MFB50 and MFB90 are obtained linear.

図5(a)、(b)下段に示す見かけの熱発生率は、筒内圧力から算出した値で熱損失を含んだ結果である。そのためTDC(Top Dead Center)前の燃焼開始前では、熱損失の影響により値がマイナスとなる。最大仕事となった赤線と最小仕事となった青線を比較すると、TDC付近の燃焼初期の段階から差が生じ、燃焼が進むにつれその差が拡大し、最大熱発生時期も最小仕事のサイクルが最も遅れるという傾向となった。

次に、サイクル毎の燃焼解析結果を図6に示す。図6上段は、横軸にサイクル番号、左縦軸にnet IMEP、右縦軸にMFB10を示す。図中青の棒グラフにnet IMEP、灰色の棒グラフにMFB10を示す。なおMFB10は、熱発生率の積分値が最大値の10%に達したクランク角(Mass fraction burnt 10%)と定義した。図6(a)および図6(b)より、どちらの負荷条件においても、net IMEPが大きく低下するサイクルではMFB10も遅角する傾向にあることがわかる。また黒破線で示す45サイクル平均のnet IMEPに対し、net IMEPが増加するサイクルに比べ、低下するサイクルの方が平均からの差分が大きくなる傾向が見られる。

図6下段は、横軸にMFB10、MFB50、そしてMFB90、縦軸にnet IMEPを示す。プロットはそれぞれ45サイクルの結果であり、プロット色で各燃焼位相を示した。図より、どちらの負荷

条件においても各燃焼位相とnet IMEPはリニアな関係性となり、各位相が遅れるほど、net IMEPは低下する傾向が得られた。

火花点火機関では、基本的にMBTよりも燃焼重心が遅角している場合、燃焼位相が進角するほどnet IMEPは増加する。MBTは概ねMFB50  $\approx$  8deg.ATDCであり、本計測結果の場合、MFB50はMBTから遙かに遅角しているため、燃焼位相が進角するサイクルほどnet IMEPは増加する。

以上の燃焼解析結果より、燃焼変動(net IMEPの変動)は、燃焼位相の変動が大きく影響し、各燃焼位相とnet IMEPの関係はリニアな関係であることから、MFB10の変動、つまり初期燃焼の変動が支配的であることがわかった。そこで次の可視化試験では、図6上段に示した赤丸および青丸で囲んだ最大仕事サイクルおよび最小仕事サイクルに着目し、初期火炎伝播や点火時期までの筒内流動についての解析を行った。

## 5-2. 初期火炎成長のサイクル変動

初期燃焼のサイクル変動を確認するため、図7に燃焼PIVと同時計測した火炎の直接撮影画像を示す。ここでは最大および最小仕事サイクルを比較した。図7(a)にnet IMEP  $\approx$  140 kPa条件の最大仕事サイクル、図7(b)に同負荷の最小仕事サ

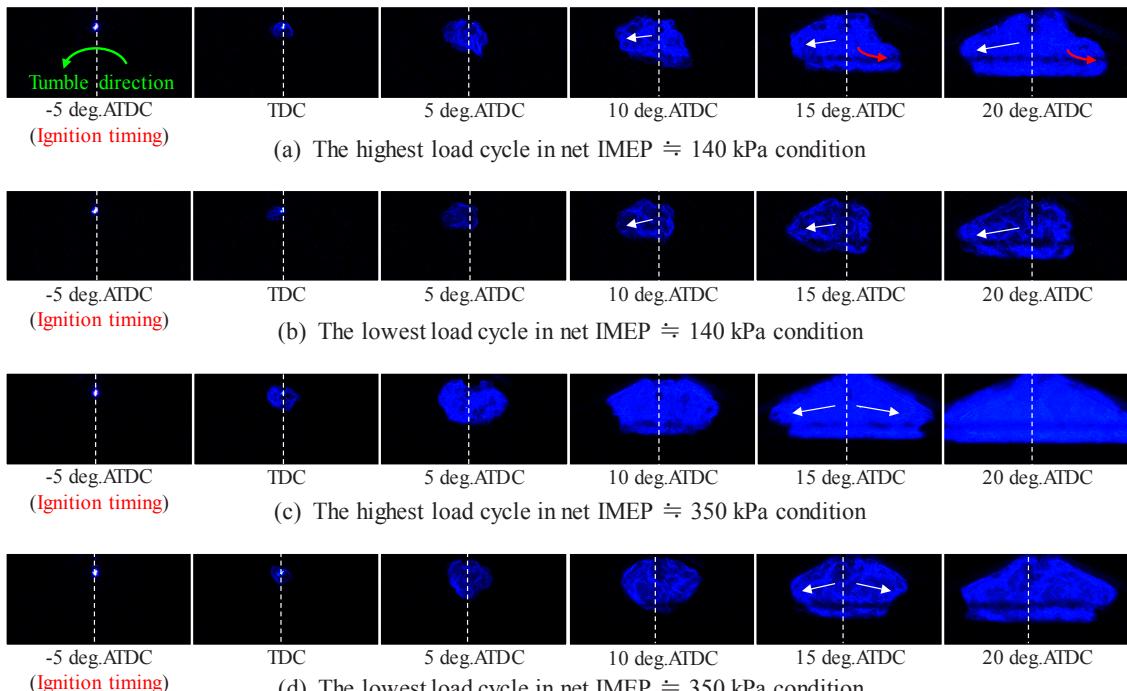


Fig.7 Direct photographs of an early flame propagation. The flame propagates toward tumble direction in the net IMEP  $\approx$  140kPa condition. However, the flame also grows toward counter tumble direction in the highest load cycle.

イクル、図7(c)にnet IMEP  $\approx$  350kPa条件の最大仕事サイクル、図7(d)に同負荷の最小仕事サイクルを示す。代表例として点火時期である-5deg.ATDCから5deg.間隔に6枚表示した。なお、図中白破線は点火プラグ中心軸を示している。

図中に示す緑矢印はタンブル回転方向を示す。図7(a)および図7(b)より、サイクル違いの火炎伝播形態を比較すると、点火からの10deg.ATDC付近までの初期火炎伝播はタンブル流れに乗り、白矢印で示すように反時計方向へと火炎伝播し、時計回り方向へはタンブル流れと対向するため、あまり伝播していない。しかしながら、15deg.ATDC付近から図7(a)の最大仕事サイクルでは、赤矢印で示すように時計回り方向へも火炎伝播し始める。20deg.ATDCの結果では、点火プラグ中心軸から左側の火炎帯の前面投影面積はあまり変わらないが、右側は明らかに図7(a)の方が大きい。この差異により燃焼速度に差が生じ、結果的にnet IMEPが変動したものと考えられる。

一方、図7(c)および図7(d)に示す高負荷条件の結果を見ると、低負荷条件のようにタンブル回転方向へと火炎伝播

するというよりも、点火プラグ軸から左右均等に火炎伝播していることがわかる。最大／最小仕事サイクルの違いとしては、全体的な火炎伝播速度が明らかに最大仕事サイクルの方が速いことで、これが前節でも述べた初期燃焼速度の違いとなり、最終的にnet IMEPの差(変動)となる。

### 5-3. 筒内平均流のサイクル変動

火炎伝播形態を比較することで、火炎伝播方向および伝播速度違いが明らかとなったが、何が火炎伝播形態に影響を与えるかを次に調べた。図8にnet IMEP  $\approx$  140kPa条件における、最大仕事および最小仕事サイクルの筒内流動ベクトルマップを示す。前述した通り、平均流のサイクル変動を比較するため、図中に示したベクトルマップは、瞬時流をカットオフ周波数  $f_c = 100\text{Hz}$  でローパスフィルタリングした時間平均流である。ベクトルのカラースケールは、吸気行程と圧縮行程で切り替えており、吸気行程中は0 ~ 25m/s、BDC以降の圧縮行程中は0 ~ 7m/sで示した。

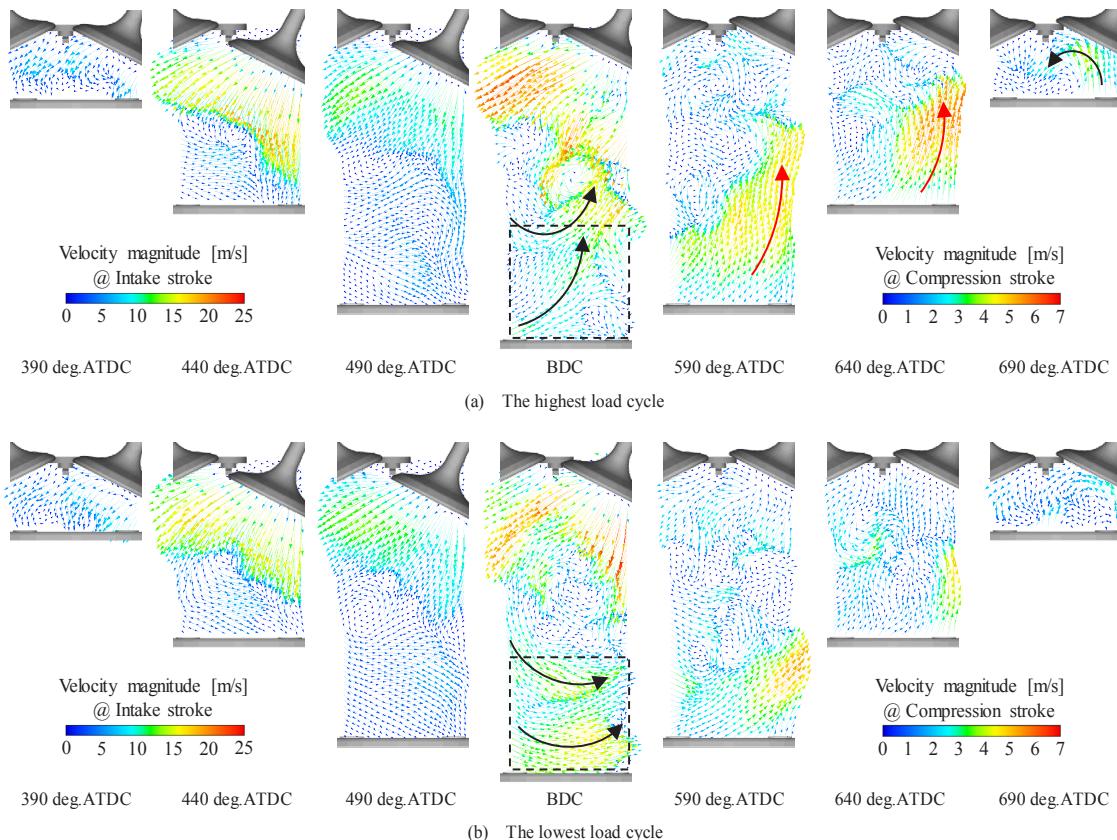


Fig.8 Comparison of the temporally-averaged flow pattern between the highest and the lowest load cycle in the case of net IMEP  $\approx$  140 kPa condition. The wind-up flow from a piston head during compression stroke in the highest load cycle is stronger than that in the lowest load cycle.

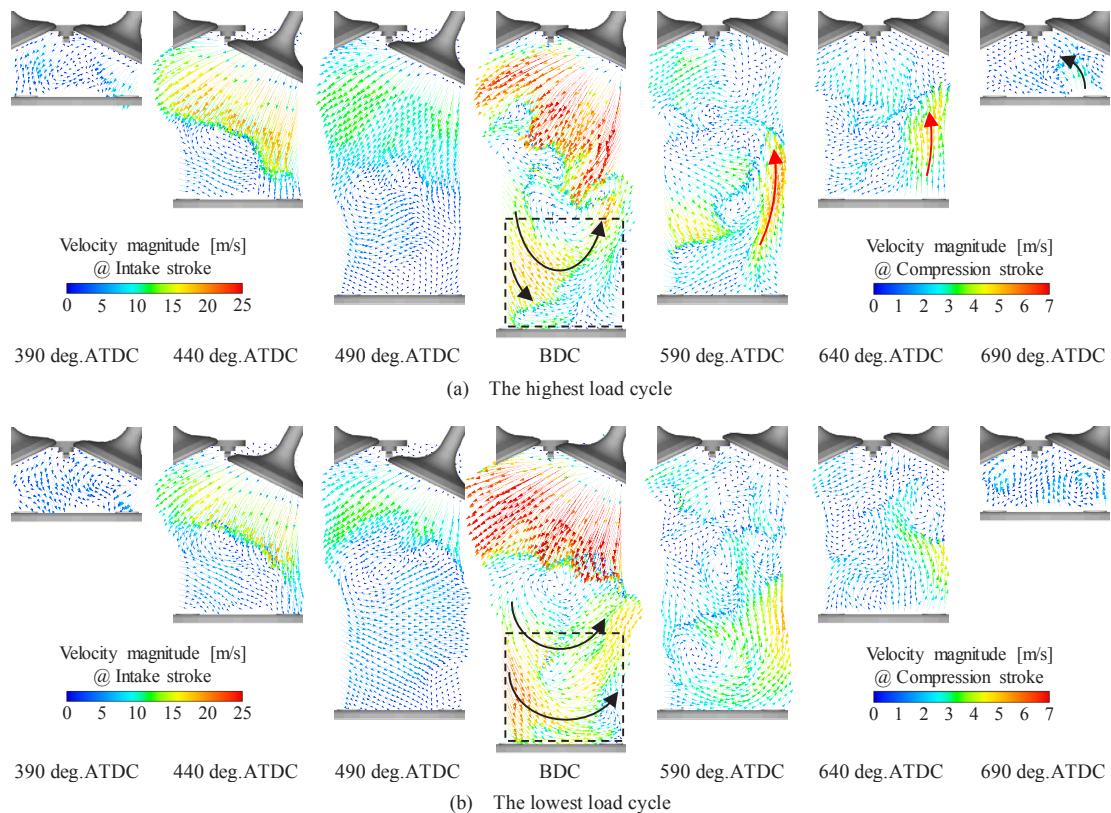


Fig.9 Comparison of the temporally-averaged flow pattern between the highest and the lowest load cycle in the case of net IMEP  $\approx$  350kPa condition. The wind-up flow from a piston head during compression stroke in the highest load cycle is stronger than that in the lowest load cycle.

図8(a)に示す最大仕事サイクルと図8(b)に示す最小仕事サイクルの平均流を比較すると、吸気行程までは大きな差異を確認することができない。BDCの結果を比較すると、ピストン冠面上の流れパターンに大きな差異が生じた。最大仕事サイクルの場合、黒矢印で示すようにピストン冠面からヘッドへ向けた曲率半径の小さい流れが形成されており、最小仕事サイクルでは、ピストン冠面に沿うような流れパターンとなった。また、BDCの破線四角で囲まれた範囲の流速を比較すると、最小仕事の方が流速強度が高くなった。BDC以降の圧縮行程を比較していくと、最大仕事の場合、明らかにピストン冠面からの巻き上げ流れが強いことがわかる。筒内流動の傾向として、吸気行程中に筒内に形成された大規模タンブル渦構造は、ピストン圧縮により崩壊しながら、エネルギークスケードを通じて小さな渦(乱れ)へエネルギー遷移していくが、690deg.ATDCの結果を見ると、最大仕事の場合は強い平均流の成分が残存していることがわかる。

図9に示すnet IMEP  $\approx$  350kPa条件の結果でも、net IMEP  $\approx$  140kPa条件と同様の傾向が得られた。吸気行程では大きな差異は確認できず、BDCのピストン冠面上流れに差異が現れた。この負荷条件でも、最大仕事のサイクルでは、流

れのヘッド面へ向けた曲率半径の小さな流れとなり、最小仕事のサイクルでは冠面に沿うような流速の高い流れパターンとなった。圧縮行程においても低負荷条件と同様に、最大仕事のサイクルで強い巻き上げ流れが確認された。

BDCにおけるピストン冠面上流れに差異が生じた理由として、Müllerらも確認した通り、タンブル渦構造の水平方向へのオフセットが考えられる。図8(a)および図9(a)に示した最大仕事のサイクルでは、ピストン冠面上の流れはヘッド側へ向いており、この流れはタンブル流れの先端部であると考えられる。一方、図8(b)および図9(b)に示した最小仕事サイクルでは、冠面に沿うように右方向に流れしており、タンブル流れの先端部を予測すると、計測範囲外の右側(吸気バルブ寄り)に位置していると考えられる。すなわち、最大仕事サイクルではタンブル渦構造は排気バルブ寄りに、最小仕事サイクルでは吸気バルブ寄りにオフセットする。そして最大仕事サイクルの場合、その後の圧縮行程でタンブル流先端であるピストン冠面からの巻き上げ流れが、ボア中心寄りにオフセットし、点火時期前において点火プラグ周辺に流速の高い平均流が位置すると考えられる。

点火時期における点火栓近傍の平均流が強いということは、同時に高い乱れをもたらし、火炎伝播速度を増加させると考えられる。そこで次に筒内の平均流の運動エネルギー、および乱流運動エネルギーについて調べた。

#### 5-4. 平均流の運動エネルギーおよび乱流運動エネルギーのサイクル変動

初期燃焼を促進させる要素として、筒内の乱れが挙げられる。乱れは乱流燃焼速度を増加させ火炎成長を促進する。そこでPIV計測範囲内における時間平均流の運動エネルギーおよび乱流運動エネルギーの空間平均履歴を比較することで、評価を行った。平均流の運動エネルギーKEおよび乱流運動エネルギーTKEは、それぞれ式(4)および式(5)から算出した。KEの算出は時間平均流速  $\bar{u}$  のX、Z成分( $u, w$ )を使用した。TKEは、瞬時流  $u$  とアンサンブル平均流速  $\bar{u}$  の差分をとって算出されることがあるが、その場合サイクル変動成分  $u_c$  も含まれてしまう。そこで本研究では式(1)にも示した通り、乱れは瞬時流  $u$  と時間平均流  $\bar{u}$  の差分とし、式(5)のように求めた。これをクランク角ごとにPIVの全計測座標Nで求め、PIV計測範囲全体の空間平均値を算出した。

$$KE = \frac{1}{N_x N_z} \sum_{i=1}^{N_x} \sum_{k=1}^{N_z} \frac{1}{2} \left( \bar{u}_{i,k}^2 + \bar{w}_{i,k}^2 \right) \quad (4)$$

$$TKE = \frac{1}{N_x N_z} \sum_{i=1}^{N_x} \sum_{k=1}^{N_z} \frac{1}{2} \left\{ (u_{i,k} - \bar{u}_{i,k})^2 + (w_{i,k} - \bar{w}_{i,k})^2 \right\} \quad (5)$$

図10に各負荷条件におけるBDC以降の圧縮行程中におけるKEおよびTKEの空間平均値履歴を示す。図10上段にKE履歴、下段にTKE履歴を示す。図中灰色線に各45サイクル、赤線に最大仕事サイクル、そして青線に最小仕事サイクルの結果を示す。KE履歴より、特に図10(a)に示す低負荷条件において、明らかに最大仕事サイクルの方が圧縮行程中のKEが高くなつた。これは点火時期1 deg.前まで持続され、714 deg. ATDCでは最小仕事サイクルに比べおよそ2倍の差となつた。図10(b)に示す高負荷条件においても、最大仕事サイクルの方が、わずかにKEが高く遷移する傾向が得られたが、714 deg. ATDCにおいては最小仕事サイクルとほぼ同じとなつた。

次にTKE履歴を見ると、TKEの全体的な傾向として、BDCから圧縮行程後半にかけて一度増加し660deg.ATDC付近で

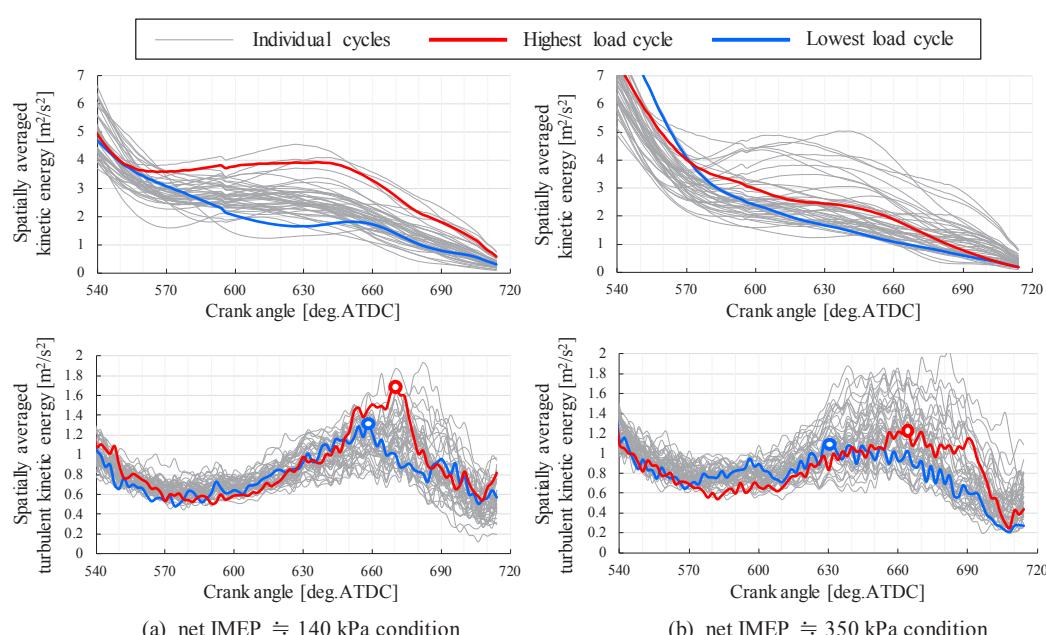


Fig.10 Comparison of spatially averaged kinetic energy and spatially averaged turbulent kinetic energy. KE in the highest load cycle becomes higher than that in the lowest load cycle during compression stroke. Similarly, TKE in the highest load cycle becomes higher in the latter half of compression stroke.

ピークを迎える、その後TDCに向かうにつれ減少していく傾向が得られた。この傾向はMüllerらの研究でも得られている。図10(a)および図10(b)のどちらの負荷条件でも、圧縮行程前半では最大／最小仕事サイクルでTKEに大きな差はないが、圧縮行程後半では、最大仕事サイクルの方がTKEが高くなり、丸プロットで示すピーク位置も遅角していることがわかる。714 deg.ATDCの点火時期1deg.前の結果を見ても、最大仕事サイクルの方が高くなつた。

前節で述べた、タンブル渦構造の差異と圧縮行程中のTKE履歴の関係を調査するため、BDCにおける時間平均流パターンと、その後の圧縮行程におけるTKEの履歴を比較した結果を図11に示す。図11(a)および図11(b)で、それぞれの負荷条件の代表例としてnet IMEPが高い、および低いサイクルを二つずつ抽出し、その後のTKEの履歴を比較した。右図に示すTKE履歴は、図10下段に示した結果と同じであるが、その中から高net IMEPサイクルを暖色で、低net IMEPサイクルを寒色で示す。なお、グラフの線色は左図のBDCにおける時間平均

流のベクトルマップ下に示したサイクル番号と一致している。

左図のベクトルマップより、図11(a)および図11(b)どちらの負荷条件においても、net IMEPが低下するサイクルでは、黒矢印で示すようにBDCではピストン冠面上を沿うような流れが形成されており、タンブル渦構造が右側(吸気バルブ寄り)にオフセットしていると言える。一方、net IMEPが高くなつたサイクルでは、その流れパターンは確認できず、ヘッド面へ向けた流れ、またはピストン冠面から離れた流れが生じており、タンブル流れ先端がBDCにおいてボア中心部に位置していることがわかる。

右図に示すTKE履歴を見ると、高net IMEPサイクルでは、圧縮行程後半に現れるTKEのピーク位置が総じて遅角していることがわかる。特に、図11(b)の#044の高net IMEPサイクルでは、BDCにおいてピストン冠面上にほとんど平均流の成分を確認することが出来ないが、その後の圧縮行程では、非常に高いTKEを維持していることがわかる。

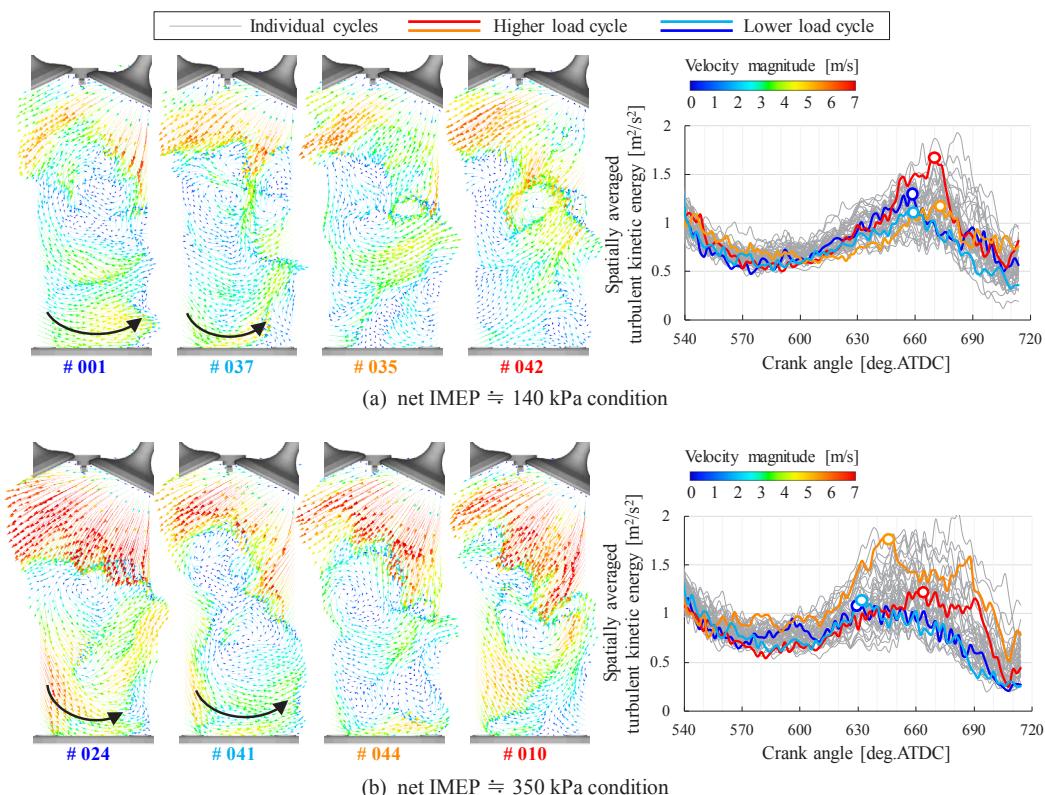


Fig.11 Comparison of spatially averaged turbulent kinetic energy and temporally-averaged flow pattern at BDC. TKE becomes lower in the latter half of compression stroke when flow pattern along the piston head existed at BDC.

以上の結果より、BDCにおけるピストン冠面流れのパターンと圧縮行程中のTKEの強弱には定性的に相関性があり、BDCまでにピストン冠面上にタンブル流が到達しないサイクルでは、その後の圧縮行程で高いTKE履歴を辿る傾向にあることがわかった。言い換えると、BDCまでに筒内に形成されるタンブル流れの安定化は、圧縮行程中の乱れ(TKE)のサイクル変動を少なくし、燃焼初期における乱流燃焼速度を安定させると言える。

ここで、図10の結果では最大仕事サイクルの場合にTKEは全サイクル中で最大値ではないことがわかる。最大仕事のサイクルよりも高いTKEを推移するサイクルはいくつか見られる。この理由は、仕事を増加させる要因がTKEの他にも存在するからである。本実験はPFI排気行程噴射条件のため、DI条件に比べれば空間的な燃料濃度斑は少ないはずだが、PFIでも完全に均一予混合気にはならず、多少の濃度斑の変動はある。点火時期にTKEよりも燃料濃度斑の方が初期火炎成長に支配的に作用するならば、相対的にTKEの初期燃焼への寄与率は低下してしまう。そのため今回の結果では、高net IMEP条件では圧縮行程後半のTKEが増加し易い傾向にあることがわかったが、サイクル変動に影響を与えるその他の要因とそれぞれの寄与率については今後の検討課題とする。

### 5-5. 点火時期1 deg.前局所平均流と乱れ分布

圧縮行程中の筒内平均のTKEより、高仕事サイクルでは高いTKEが点火時期まで残存し易い傾向にあることがわかった。そこで次に、点火時期1 deg.前の時間平均流分布およびTKE分布を比較した。

図12に点火時期1 deg.前の時間平均流分布およびTKE分布の比較結果を示す。なお、TKEは式(5)にも示した通り、瞬時流  $u$  と時間平均流  $\bar{u}$  の差分をエネルギーにした値で、サイクル変動成分  $u_c$  を含まない乱れ  $u'$  のエネルギーである。図中の比較に用いたサイクルは、各負荷条件において図11にも示した4つのサイクルを対象とした。図12(a)にnet IMEP  $\approx 140$  kPa条件、図12(b)にnet IMEP  $\approx 350$  kPa条件の結果を示す。図12(a)に示す低負荷条件を見ると、最小仕事サイクルである#001の結果に対し、最大仕事サイクルである#042の結果では、点火栓右側に強い平均流が形成されており、高net IMEPサイクルでは高い平均流が点火時期に存在する傾向にあると言える。同時に、#042では点火プラグ右側に高いTKE分布が確認できる。同様に、#035の高net IMEPサイクルでも高いTKE分布が確認できる。低net IMEPのサイクルでは、#001も#037も高いTKE分布は存在していない。最大仕事サイクルでは火炎伝播形状が逆タンブル方向(右側)へと伝播したが、図

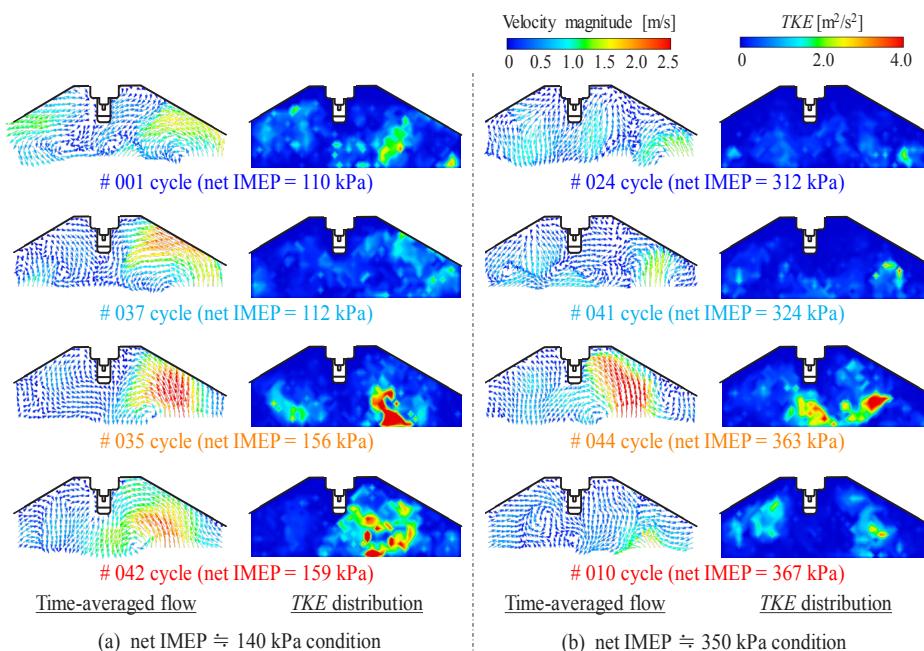


Fig.12 Comparison of temporally-averaged vector map and TKE distribution at 1 degree before ignition timing (CA = 714deg.ATDC). Strong tumble flow exists in higher load cycle, and high TKE spot also locates on the right side of the spark plug in net IMEP  $\approx 140$  kPa condition. This high TKE spot increases flame propagation speed toward counter tumble direction.

12の結果より、その原因是点火プラグ右側に存在する局所的な高TKE領域における乱流燃焼速度の増加であると考えられる。ただし、図12に示すTKE分布は点火時期1deg.前後の結果で、その後も高いTKE分布がプラグ右側に存在し続けるかは確認できていない。しかしながら、火炎伝播形状から考察すると、この高TKE分布の影響は大きいと考えられる。

図12(b)に示す高負荷条件の低net IMEPサイクルでは、点火時期前の平均流が全体的に遅く、高net IMEPサイクルである#044では強い平均流が確認できた。しかし、最大仕事サイクルである#010では高い平均流成分は確認できなかった。この理由として、筒内流動よりもnet IMEP増加に大きな影響を与える要素がこのサイクルでは存在したことが考えられる。TKE分布を見ると、高net IMEPサイクルの#044では点火プラグ下に、#010では、点火プラグ両側に高いTKE分布が確認できた。高負荷条件における火炎伝播形態は、伝播方向は点火プラグから左右均等で、その伝播速度に差が生じていた。TKE分布を見ると、図12(a)の低負荷条件のようにプラグ右側に高TKE分布が偏るのではなく、プラグ中心軸上または左右均等に分布していることから、火炎伝播方向ではなく、全体的な火炎伝播速度へ影響を与えたと考えられる。

## 6 結言

本研究では、低負荷燃焼時における燃焼サイクル変動の発生要因を特定するため、高速PIV計測による筒内流動の可視化および初期火炎伝播の直接撮影の燃焼同時計測を行った。得られた知見を以下に示す。

1. 燃焼計測では、net IMEP ≈ 140kPaおよびnet IMEP ≈ 350 kPaのどちらの負荷条件においても、net IMEPが低下したサイクルでは、総じて燃焼位相の遅角が発生していた。またサイクルごとのMFB10、MFB50、MFB90の各燃焼位相はnet IMEPと線形関係であることから、MFB10の遅れ、すなわち初期燃焼の遅れがnet IMEPの低下を引き起こした。
2. 初期燃焼における火炎伝播形態を比較したところ、net IMEP ≈ 140kPa条件の最大仕事サイクルでは、タンブル流れ方向と対向する火炎伝播が確認でき、そこでの燃焼速度の違いからnet IMEPの変動が生じた。
3. 瞬時流をカットオフ周波数  $f_c = 100\text{Hz}$ で時間平均した時間平均流を比較した結果、BDCにおけるピストン冠面上の流れパターンは、net IMEP ≈ 140kPaおよびnet IMEP ≈ 350kPaどちらの条件でも、最小仕事サイクルではピストン冠面に沿うような高い流速の流れパターンと

なり、最大仕事サイクルではピストン冠面から離れ、ヘッド面へ向けた低い流速の流れパターンとなった。これはタンブル流れ構造の水平方向オフセットによるもので、最小仕事サイクルでは、タンブル流れが吸気バルブ寄りに、最大仕事サイクルでは排気バルブ寄りにオフセットしていると考えられる。BDC以降では、タンブル流れによるピストン冠面からの巻き上げ流れが、最大仕事サイクルの方が明らかに強くなり、圧縮行程後半まで平均流が崩壊せず残存する傾向となった。

4. 圧縮行程中の平均流の運動エネルギー(KE)および乱流運動エネルギー(TKE)を比較した結果、最大仕事サイクルの方が最小仕事サイクルに比べ、KEとTKEが点火時期まで高い値で推移した。また、圧縮行程後半に増加するTKEのピーク位置は、BDCにおけるピストン冠面上流れのパターンと相関があり、タンブル流れが排気バルブ側にオフセットしたサイクルでは、高いTKEが圧縮行程後半まで残存する傾向となった。
5. 点火時期1deg.前のプラグ近傍のTKE分布を比較したところ、高net IMEPサイクルでは、点火プラグ右側に局所的に高いTKE分布が確認され、タンブル流れ方向と対向する火炎伝播が生じたのは、この領域で乱流燃焼速度が増加したためであると考えられる。

以上の結果より、低負荷燃焼サイクル変動を引き起こす要因の一つとして初期燃焼のサイクル変動が挙げられ、その変動は、点火時期の局所的なTKE分布の影響が大きく、遡るとBDCにおけるタンブル流れ構造の変動が原因であると考えられる。そのため、燃焼サイクル変動抑制手段の一つとして、吸気行程からBDCまでに筒内に形成されるタンブル流れの安定化が重要であると言える。

## ■参考文献

- [1]Fontanesi, S., d'Adamo, A. and Rutland, J. C., Large-eddy simulation analysis of spark configuration effect on cycle-to-cycle variability of combustion and knock, International Journal of Engine Research, Vol.16, Issue 3 (2015), pp.403-418.
- [2]保木本聖, 窪山達也, 森吉泰生, 飯田実, 渡辺敬弘, 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, 自動車技術会2016年秋季大会予稿集 (2016), 20166313.

[3]Hokimoto, S., Kuboyama, T., Moriyoshi, Y., Iida, M. and Watanabe, T., Analyses of cycle-to-cycle variation of combustion and in-cylinder flow in a port injection gasoline engine using PIV and PLIF techniques, SAE technical paper (2017), 2017-01-2213.

[4]神本武征, 八木田幹, 森吉泰生, 小林治樹, 盛田英夫, 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 (1987), pp.2686-2693.

[5]Keane, D. R. and Adrian, J. R., Optimization of particle image velocimeters : II multiple pulsed systems, Measurement Science and Technology, Vol.2 (1991), pp.963-974.

[6]Muller, R. H. S., Bohm, B., Gleißner, M., Grzeszik, R., Arndt, S. and Dreizler, A., Flow field measurement in an optically accessible, direct-injection spray-guided internal combustion engine using high-speed PIV, Experimental Fluids, Vol. 48, Issue 2 (2010), pp.28

[7]大倉康裕, 橋口和哉, 浦田泰弘, 染矢聰, 店橋護, 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 (2013), pp.319-332.

[8]Peterson, B., Reuss, L. D. and Sick, V., High-speed imaging analysis of misfires in a spray-guided direct injection engine, Proceedings on the Combustion Institute, Vol.33, No.2 (2011), pp.3089-3096.

[9]Peterson, B., Reuss, L. D. and Sick, V., On the ignition and flame development in a spray-guided direct-injection spark-ignition engine, Combustion and Flame, Vol.161, No.1 (2014), pp.240-255.

[10]Reuss, L. D., Cyclic variability of large-Scale turbulent structures in directed and undirected IC engine flows, SAE Technical paper (2000), 2000-01-0246.

[11]ショールズケビン, 川島純一, 森信三, PIVによる筒内流動サイクル変動解析手法の開発, 自動車技術会論文集, Vol.36, No.6 (2005), pp.25-30.

[12]可視化情報学会, PIVハンドブック, 第1版第4刷発行 (2013), 森北出版.

[13]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)」(2015).

[14]Zeng, W., Sjöberg, M. and Reuss, D., Using PIV measurements to determine the role of the in-cylinder flow field for stratified DISI engine combustion, SAE International Journal of Engines, Vol.7, No.2 (2014), pp.615-632, doi:10.4271/2014-01-1237.

### ■著者



**保木本 聖**  
Satoshi Hokimoto  
サステナブル・エンジン・リサーチセンター  
研究部、研究員



**窟山 達也**  
Tatsuya Kuboyama  
千葉大学大学院  
工学研究院 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  
工学研究院 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



**孕石 三太**  
Santa Haramiishi  
先進技術本部  
研究開発統括部  
基盤技術研究部



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



**飯田 実**  
Minoru Iida  
先進技術本部  
研究開発統括部