

MBD 実現に向けたエンジン諸元検討のための 階層型スキャッタバンドデータ構築

Construction of Hierarchical Scatter-band Data for Engine Specification Study
in Model-based Development Realization

大 倉 康 裕¹
Yasuhiro OKURA
佐 藤 誓 祐⁴
Seisuke SATO

吉 沢 潤 也²
Junya YOSHIZAWA
高 瀬 光 一²
Koichi TAKASE

松 田 浩 充³
Hiromitsu MATSUDA

要 旨

開発の初期段階でエンジン諸元を決定するための階層型スキャッタバンドを構築し開発効率を向上した。熱効率および背反する燃焼安定性・オイルダイリューション・Sootの四つと定め、部品へと段階的につなげるために中間パラメータの要求分析をおこなった。エンジンデータを用い、パラメータのつながりがおおむね正しいことを確認した。スキャッタバンドを用いたシステム特性解析と要求分析から過給直噴エンジンの課題と原因解析をおこない、その対策を効率的におこなうことができた。ピストントップの浅皿形状化により流動強化をおこない、燃焼期間を0.5 deg.短縮し、正味燃料消費率を約0.6%改善した。また、背反事象に対しても対策をおこない、インジェクタ噴射制御の変更によりオイルダイリューション率を2.6 wt%低減し、エンジンに要求される性能をバランスさせることができた。

ABSTRACT

Hierarchical scatter-bands were constructed to determine engine specifications in the early stages of development, and development efficiency was enhanced. The four elements of thermal efficiency and combustion stability, oil dilution, and soot, which conflict with thermal efficiency, were defined and the requirements of intermediate parameters were analyzed in order to link them to parts step by step. Using engine data, it was confirmed that the parameter linkages are generally correct. The issues of turbocharged direct injection engines and their causes were analyzed based on system characteristic analysis and requirement analysis using scatter-bands, thereby enabling efficient implement countermeasures. The in-cylinder flow was enhanced by changing the piston top to a shallow dish shape, which decreased the combustion period by 0.5 deg. and reduced the brake specific fuel consumption by approximately 0.6%. Countermeasures were also implemented for conflicting events, and the injection control was changed. This reduced the oil dilution rate by 2.6 wt% and allowed balancing of the performance demanded of the engine.

1. まえがき

近年、地球温暖化や大気汚染などを背景に自動車の法規制は年々強化されている。燃費規制では企業平均燃費方式(CAFE方式)が採用されており、特定の車種だけではなく販売する車両全体の平均燃費を向上させる必要がある。

また、エミッション(EM)規制ではリアルドライブエミッション(Real Drive Emission: RDE)規制が導入されており、低温を含めた実環境下においてもEMを規制値に適合させる必要がある。これらに対応するため、ガソリンエンジンでは筒内直接噴射(Direct Injection: DI)によるノック低減や、高燃圧・多段噴射などによるSootの低減などがお

¹ 本田技研工業株式会社, 博士(工学)

E-mail: yasuhiko_okura@jp.honda

² 本田技研工業株式会社

³ 先進パワーユニット・エネルギー研究所, 博士(工学)

⁴ 株式会社ホンダ・レーシング

こなわれている。このように、様々な条件下で複数の要求を満足するエンジン諸元を設定する必要がある、エンジンの燃焼設計は複雑さを増している。

近年、Vプロセスとモデルベース開発 (Model-Based Development: MBD) を合わせた MBD-V プロセスによる開発の効率化が各自動車メーカーで進められている。MBD-V プロセスとは設計と検証行程を階層化し、各階層の設計段階でモデルを用いたフロントローディングをおこなう手段である⁽¹⁾。MBD を開発へ適用する利点として、開発初期段階の試作前にエンジン主要諸元の精度を高め、開発期間の短縮や複数の要求性能を早期に満足することができる。ここで MBD におけるモデルとはエンジンコントロールユニットなどの制御モデル・制御対象モデルや燃焼・構造強度・音振動などの CAE モデルである⁽²⁾。

MBD へ CAE モデルを適用するにあたり、詳細で大規模な CAE では時間と費用がかかる。そのため性能目標値に達しないエンジン諸元では繰り返し CAE を実施することになり、開発の手戻りを生じてしまう。エンジン開発における一つの手戻り事例として、正味燃料消費率 (Brake Specific Fuel Consumption: BSFC) と定常タンプル比 (T/R) の関係から流動強化を目的とした吸気ポートの形状変更をおこなう場合を例に挙げる。目標とする定常 T/R では BSFC の改善効果が不十分なことがあり流動強化の再検討が必要となる。これは、部品レベルの目標値だけではエンジンの目標性能を得ることが難しく、両者を関連付ける中間パラメータを設計することが必要だと考えられる。二つ目の手戻り事例として、吸気冷却によるノック低減を目的とし DI 化をおこなう場合を例に挙げる。DI 化により、ノック低減による熱効率改善効果を得られるが燃料分布の不均一化による燃焼安定性の低下や筒内壁面への燃料付着増加によるオイルダイリューション率・Soot の増加をまねくことがある。このことから、諸元変更が及ぼす影響を多面的に評価するために、エンジンに求められる複数の要求や異なる諸元を持つエンジンの中で同一の判断基準が必要と考えられる。

手戻りを回避するため、スキッタバンドを用いて開発初期にエンジン諸元の精度を高めることが試みられている。例えば、EGR 燃焼に必要な乱流強度の目標値設定^{(3), (4)}、オイルダイリューション率低減のための燃料付着量⁽⁵⁾やシリンダヘッドに埋設される吸気ポートの位置づけ把握をおこなうことにより諸元の確からしさを向上させている⁽⁶⁾。ここで、スキッタバンドとは、関連するパラメータを軸にして、過去に開発されたエンジンのテストや CFD のデータを組合せてトレンド化した点群のことを指す。

従来のスキッタバンドでは、エンジンに要求される性能目標と部品をつなぐパラメータが段階的に示されていない。また、異なる諸元を持つエンジンの中で比較する

ための同一判断基準が示されていないことがある。そのため、従来のスキッタバンドでは前述した手戻り事例を回避するためには不十分だと考えた。そこで、筆者らは、開発初期にエンジン諸元の確からしき向上により手戻りを防止するため、エンジン性能と部品を段階的につなぐ階層型スキッタバンドデータを構築した。さらにエンジンに要求される性能を多面的に評価するため、向上させたい熱効率と、その背反として確認が必要な複数の項目についてもエンジン性能と部品の間の中間パラメータのつながりを階層的に明らかにした。また、異なるエンジン諸元を同一の判断基準で評価するためにパラメータの正規化をおこなった。そして構築した階層型スキッタバンドの有効性を検証するため、過給 DI エンジンの燃焼改善へ適用をおこなったので本報ではその内容について述べる。

2. 階層型スキッタバンドデータの検討

2.1. V プロセスにおける階層定義

エンジンでは吸排気・燃料蒸発・燃焼などの様々な現象が相互に影響しながら進行しており、そのため出力・燃費などのエンジン性能は多数のパラメータにより決定される。そこで、スキッタバンドへ蓄積するパラメータを整理するために、まず、エンジン開発における V プロセスの階層定義をおこなった。Fig. 1 に V プロセスにおける階層の定義を示す。V プロセスの左側を設計、右側を検証とし、階層 (Level) を L0:車両, L1:パワートレイン, L2:エンジン, L3:機能, L4:部品の五つに分けた。ここで、L3:機能は、L2:エンジンと L4:部品を接続する複数部品で構成される機能システム (サブシステム) と定義した。例えば、燃焼システムはシリンダヘッド、ピストンやインジェクタ (INJ) などで構成される。L0:車両から L1:パワートレイン, L2:エンジンと順に L4:部品まで段階的に要求パラメータと目標値が設定され、同一階層の可視化エンジンや実機エンジンなどにより検証がおこなわれる。

開発フェーズにおけるスキッタバンド活用の模式図を Fig. 2 に示す。Fig. 1 で示した V フローを研究 (以下, R)・先行量産開発 (以下, Pre D)・量産開発 (以下, D) の三つのフェーズへ適用している。R から Pre D 前半までにエンジン諸元が決定され、Pre D 後半から D までにエンジン特性の適合が実施される。既に量産されたエンジンにより構成したスキッタバンドであれば検討された諸元の良否を容易に判断できると考えた。そこで適合が完了した D フェーズでデータ蓄積をおこなった。また、蓄積されたデータは次のエンジン諸元検討をおこなう R フェーズの初期段階で適用した。スキッタバンド活用方法として、大規模な CAE 実施の前に特性解析や位置づけ把握をおこない、大まかな目標値設定での使用を想定した。これらを実現するため、以下の観点でスキッタバンドとして蓄積するパ

ラメータの定義や条件の検討をおこなった。

- ・ 開発初期段階において活用可能なデータであること
- ・ L2:エンジンから L3:機能さらに L4:部品で相互影響のあるパラメータを定義し、蓄積すること
- ・ 排気量や自然吸気 (Natural Aspiration: NA)・過給

(Turbocharger: TC) など異なるエンジン仕様・諸元においても同一の判断基準で評価可能であること

2.2. エンジンへの要求 (L2) と運転条件の検討

開発初期段階において活用可能なデータとするため、エ

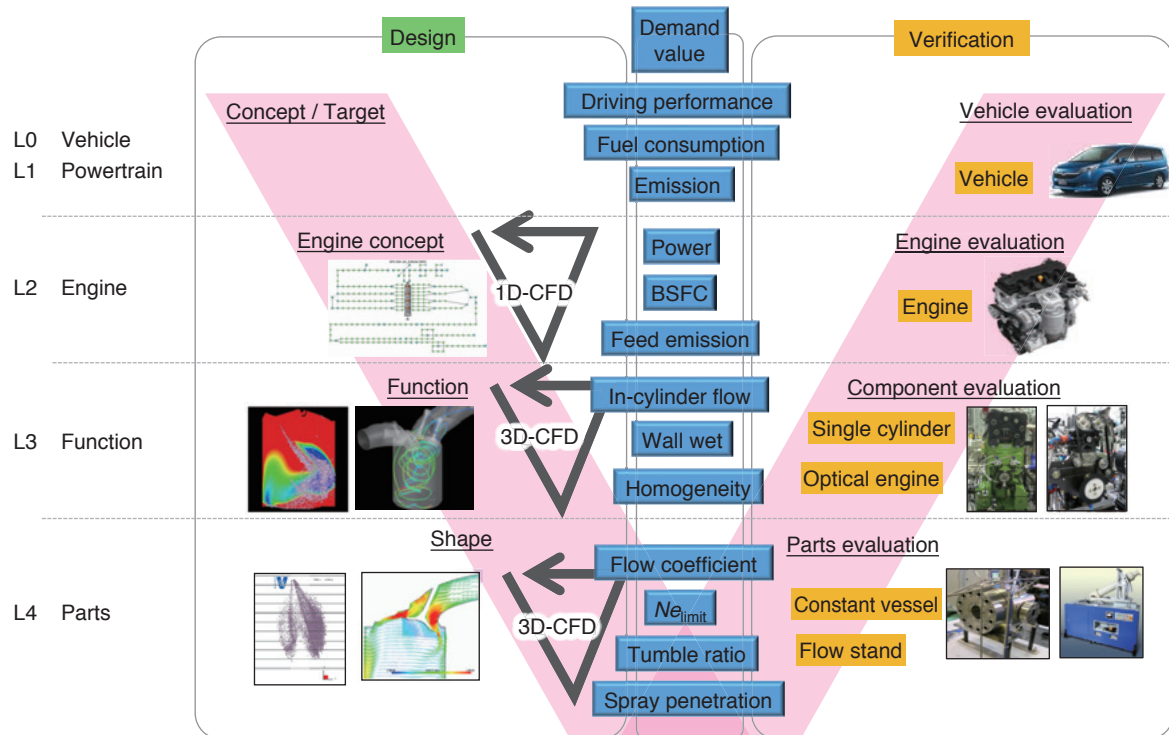


Fig. 1 Definition of each level in V-process for engine development

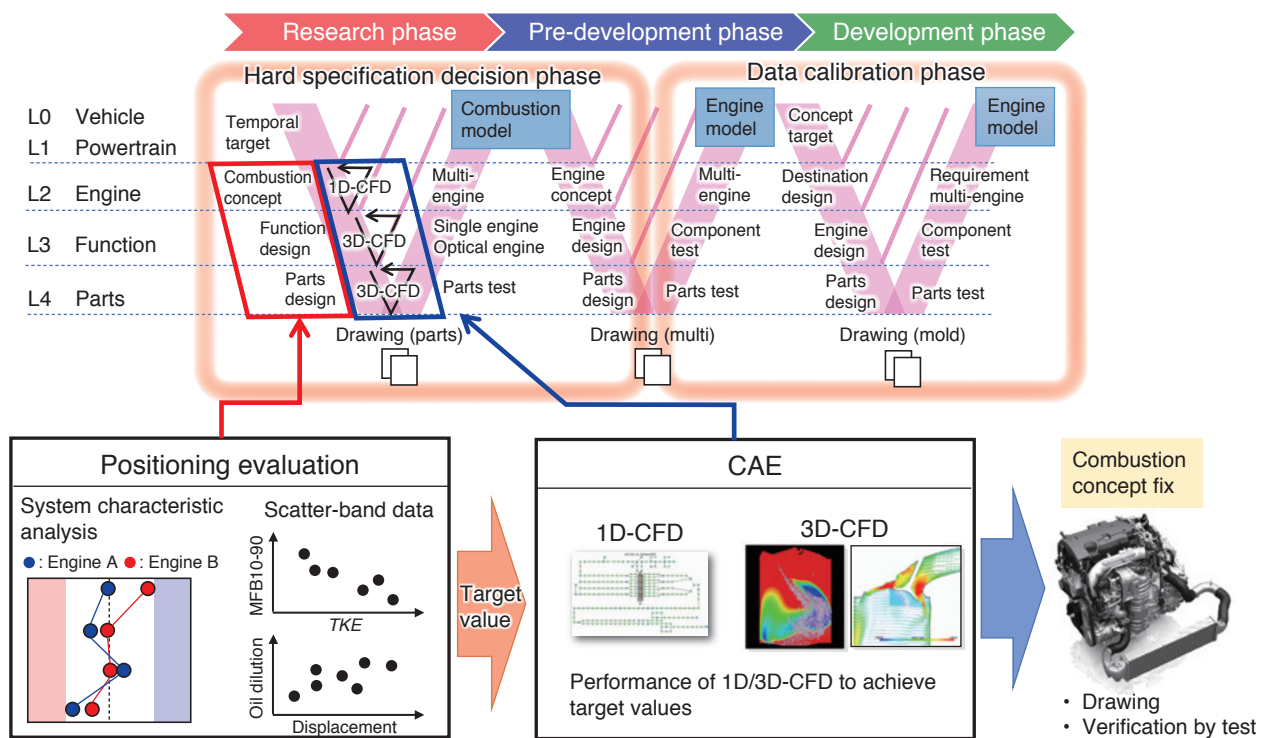


Fig. 2 Schematic diagram for utilization of scatter-band data in each development phase

Table 1 Engine operating condition for scatter-band

Engine requirement (L2)		N_e [rpm]	Load [kPa]	T_w [°C]	A/F
Thermal efficiency		1500	BMEP 400 BMEP 600 BMEP 800	80	Stoichiometric
Combustion stability		2000	NA: IMEP 1000 TC: IMEP 1600	80	Stoichiometric
Oil dilution		2500	NA: IMEP 1000 TC: IMEP 1600	50	Stoichiometric
Soot (PM/PN)	Fast idle	1500	BMEP 200	40	Stoichiometric
	Extra high	2500	IMEP 1000	80	Stoichiometric

エンジンへの要求 (L2) と運転条件の検討をおこなった。エンジンへの要求について、向上させたい熱効率と、その背反として確認が必要な燃焼安定性・オイルダイリューション・Soot の四つと定めた。運転条件を検討するにあたり、異なるボア・ストローク・吸気・燃料供給システムを持つ過去に量産された直列 3 気筒から V 型 6 気筒のエンジンに対して、8 種類の平均的な運転条件を選定した。運転条件を Table 1, 模式図を Fig. 3 に示す。ここで、 N_e はエンジン回転数、 T_w はエンジン水温である。熱効率では、 $N_e=1500$ rpm、 $T_w=80^\circ\text{C}$ とした。フリクション含めて熱効率を評価することから、負荷を正味平均有効圧 (Brake Mean Effective Pressure: BMEP) とし、三つの条件を選択した。燃焼安定性では、燃焼状態のみを評価するために負荷を図示平均有効圧 (Indicated Mean Effective Pressure: IMEP) とした。なお、低回転・高負荷領域における車両ドライバビリティの観点から自然吸気では 1000 kPa、過給では 1600 kPa とした。オイルダイリューションでは、低水温時に増加する傾向があることから $T_w=50^\circ\text{C}$ とした。Soot については世界統一試験サイクル (Worldwide harmonized Light duty vehicles Test Cycle: WLTC) におけるモード前半の早期暖機 Fast idle と、後半の高車速 Extra High より N_e 、負荷と T_w を選定した。A/F はレギュラーガソリン (RON91) の理論空燃比とし、外部 EGR は 0% とした。

エンジン制御条件を Table 2 に示す。バルブタイミング

Table 2 Engine control conditions for scatter-band

Valve timing	IVO: -10 deg. BTDC EVC: -10 deg. ATDC
P_f	PI: 0.4 MPa DI: 12 Mpa
θ_{inj}	PI: -30 deg. BTDC (EOI) DI: -60 deg. BTDC (SOI)
θ_{ig}	MBT 10 deg. BTDC (fast idle)

は筒内の残留ガス量をできるだけ同一にする目的で、排気バルブ閉時期 (Exhaust Valve Close: EVC) と吸気バルブ開時期 (Intake Valve Open: IVO) を固定した。なお、バルブリフトカーブは各エンジンで設定されているものを用いた。燃料噴射時期 θ_{inj} は、吸気ポート噴射 (Port Injection: PI) の場合には噴射噴き終わり時期 (End Of Injection: EOI)、DI の場合には噴き始め時期 (Start Of Injection: SOI) とし、前述したエンジン 8 種類の平均的な条件を選定した。点火時期 θ_{ig} は燃焼の良否に影響することから最適点火時期 (Minimum advance for Best Torque: MBT) とし、Fast idle では $\theta_{ig} = -10$ deg. BTDC (Before Top Dead Center) 固定とした。この制御条件を Table 1 で示したすべての運転条件へ適用した。

2.3. 中間パラメータ (L3) の定義

エンジン (L2) から機能 (L3)、さらに部品 (L4) の階層間で相互影響のあるパラメータにてスキャッタバンドを構築するため、Fig. 4 に示すように機能 (L3) を四つに分割した。L3-1 には図示熱効率 η_i や体積効率 η_v のような向上させるべき因子、時間損失などの低減させるべき因子を割り当てた。L3-2 には指圧などの燃焼特性を決定する因子、L3-3 には乱流運動エネルギー (Turbulent Kinetic Energy: TKE) ⁽⁷⁾ などの燃焼特性 (L3-2) を実現する燃焼直前の因子を割り当てた。L3-4 には燃焼室における表面積と体積の比 (Surface/Volume: S/V) などの複数部品の組み合わせにより決定される因子とし、L4 には部品単品の諸元や θ_{ig} 、 θ_{inj} などの制御パラメータを割り当てた。

Fig. 4 の定義に沿ってパラメータを段階的に抽出するために要求分析をおこなった。要求分析を実施するにあたり、シンプル、かつ、直観的な理解しやすさを重視するため、経験的に感度をもつと考えられるパラメータを関連付ける方法を選択した。熱効率の要求分析を Fig. 5(a) に示す。

エンジンへの要求である BSFC は図示熱効率 η_i や時間損失などの各種損失へつながる。時間損失は質量燃焼割合 (Mass Fraction Burnt: MFB) が 50% となるクランク角度 MFB50 や質量燃焼割合が 10% から 90% となるまでのクランク角度 MFB10-90 へと順につながる。ここで、MFB50 は約 368 deg. ATDC 付近で熱効率が最大となることから

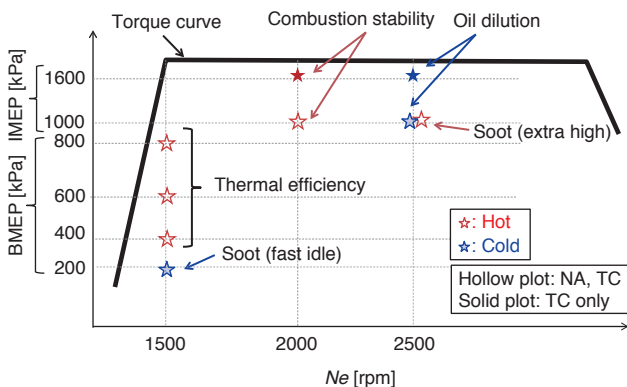


Fig. 3 Schematic diagram of engine operating condition for scatter-band

ノック改善効果の評価などに用いられる⁽⁸⁾。MFB10-90はTKE, T/R, 定常T/Rへと順につながる。なお、吸気ポートなど図中灰色で示すパラメータのデータ蓄積をおこなっていないが、関連性を示していることから諸元変更の必要性や対策の方向性を判断することが可能である。

燃焼安定性の要求分析をFig. 5(b)に示す。サイクル中のIMEP最小値を、その平均値で除したLowest Normalized Value(LNV)はIMEP変動率(Coefficient Of Variation: COV)とつながり、MFB50の標準偏差STD_MFB50、 θ_{ig} から質量燃焼割合が10%となるまでのクランク角度 θ_{ig} -

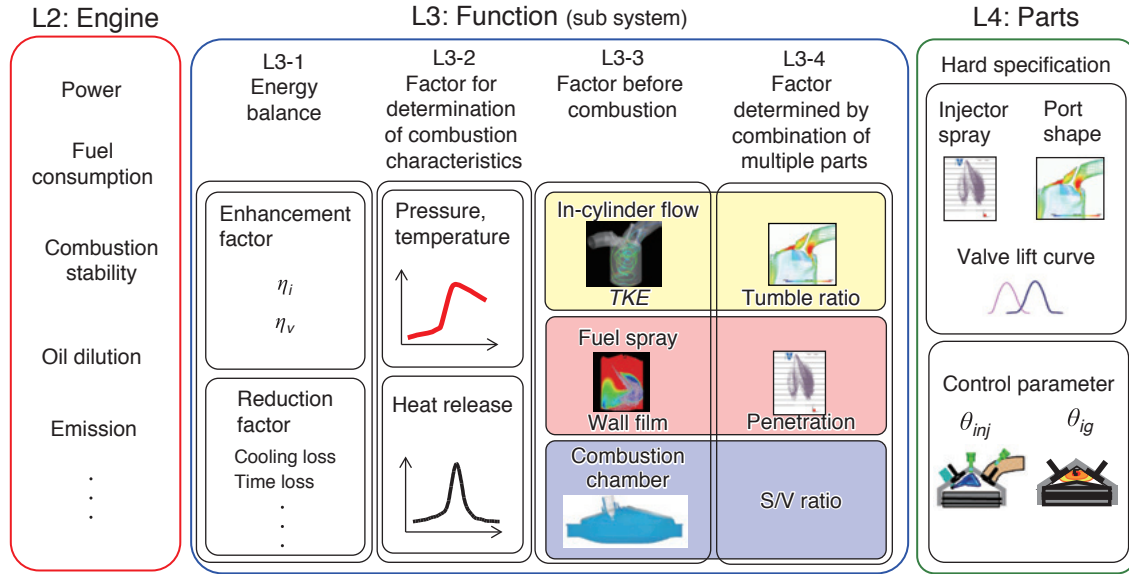


Fig. 4 Definition of parameters in L2: Engine; L3: Function (Sub system); L4: Parts

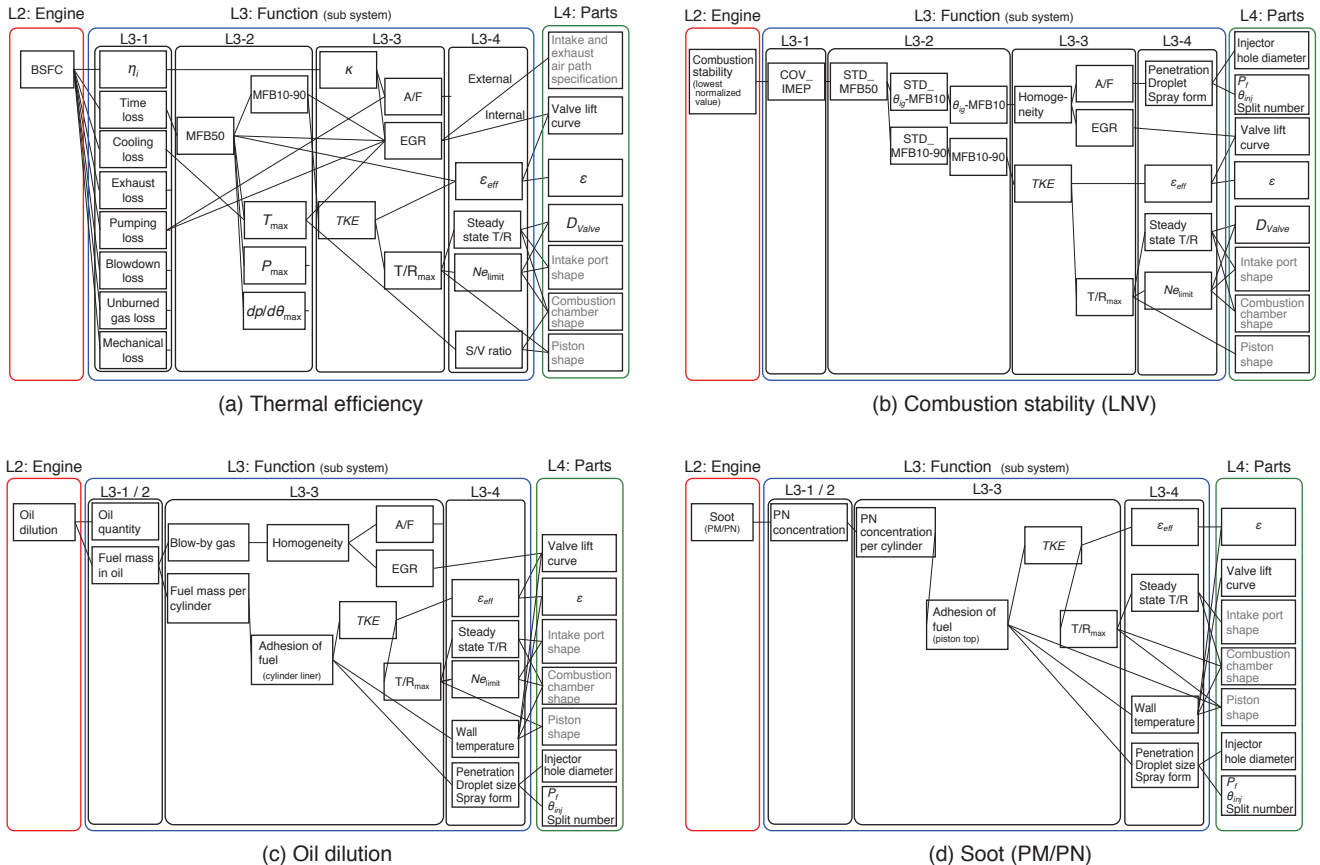


Fig. 5 Requirement analysis which were empirically linked with parameters

MFB10 の標準偏差 $STD_{\theta_{ig}}$ -MFB10 へつながる。さらに混合気の均質性、噴霧のペネトレーション・粒径や INJ の孔径・燃料噴射圧力 P_f などへと順につながっており、混合気の均質性が燃焼安定性へ影響を及ぼすことがわかる。一方、 STD_{MFB50} は TKE にもつながっており、流動も燃焼安定性に影響する。

オイルダイリューションの要求分析を Fig. 5(c) に示す。オイルダイリューションは燃焼室からオイルパンへ抜けるブローバイガス中の燃料やシリンダライナへ付着した燃料へつながる。シリンダライナ壁面の燃料付着はペネトレーションや P_f などへつながる。一方、 T/R_{max} などの流動に関するパラメータにもつながっており、筒内流動がオイルダイリューションへ影響を及ぼすことがわかる。

Soot の要求分析を Fig. 5(d) に示す、粒子数 (Particle Number: PN) について要求分析をおこなっているが粒子物質 (Particulate Matter: PM) の質量についても同様の傾向である。各気筒より排出された 1 気筒当たりの PN は主にピストントップへ付着した燃料とつながり、さらに噴霧のペネトレーションなどへとつながる。

要因分析の活用方法として 1 章で述べた手戻り事例の分析をおこなった。一つ目の手戻り事例である BSFC と定常 T/R の主な中間パラメータについて、Fig. 5(a) の要求分析より TKE の燃焼設計が必要であることがわかった。二つ目の手戻り事例である燃焼安定性では INJ 諸元 (L4) が A/F の均質性 (L3-3) を経由して影響していることを Fig. 5(b) より確認できた。

2.4. 蓄積パラメータの正規化に関する検討

異なるエンジン仕様・諸元を同一の判断基準で評価するためには正規化が必要である。例えば、BMEP や η_v は排気量で正規化されており、異なるエンジン仕様の間で比較が可能である。ここでは TKE の正規化を例として述べる。エンジン筒内の火炎形態はしわ状層流火炎片領域に分類されることが考えられており、乱流を強くすると燃焼速度が増加することが知られている⁽⁹⁾。ここで、吸気ポート形状などの流動へ影響を及ぼす諸元が同じであっても Ne の増加にともない燃焼速度は増加する⁽¹⁰⁾。また、同じ乱流強度であってもボア径が異なると、火炎伝播距離が異なるため燃焼期間は同一にならない。そこで異なる Ne ・ボア径で得られたデータにおいても同一の判断基準で比較できるように TKE の補正を試みた。補正 TKE の考え方を Fig. 6 に示す。まず、エンジン回転数 Ne による補正を検討した。同じ吸気系諸元を持つエンジンにおいて、式 (1) に示すように平均ピストン速度 U_p はストローク L_s とエンジン回転数 Ne から求められる。Fig. 6(a) に示すように U_p が増加すると吸気ポートと筒内との圧力差が増大し流入速度 u_{intake} が増加する。流入速度 u_{intake} の増加により筒内流動が強化されるため乱流強度 u' が増加する。なお、 TKE は u' から式 (2) より求める

ことができる。

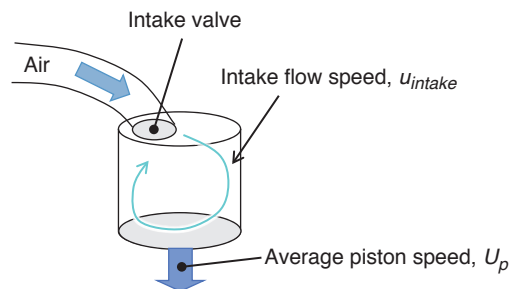
$$U_p = \frac{L_s}{60 / (Ne \times 2)} \propto u_{intake} \quad (1)$$

$$u_{intake} \propto u' = \sqrt{\frac{2}{3} TKE} \quad (2)$$

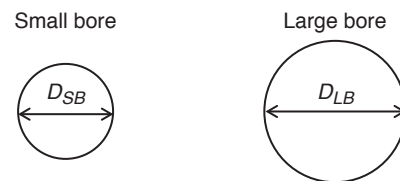
U_p は Ne に比例することから、 Ne の比により乱流強度を補正できると考えられる。次にボア径による補正を検討した。式 (3) 左辺では MFB10-90 を $Ne/60$ で除することにより燃焼特性時間を算出している。点火プラグがボア中心にある場合、この特性時間は点火プラグ近傍で生成された火炎核がボア半径 $D/2$ を伝播する時間に相当すると考えた。火炎が伝播する時間は乱流強度 u' により変化するため、式 (3) 左辺の燃焼特性時間は式 (3) 中辺で示す $D/2$ を u' で除した値と相関があると仮定した。次に式 (3) 中辺で示す小径ボア D_{SB} を u'_{SB} で除した燃焼特性時間と式 (3) 右辺で示す大径ボア D_{LB} の燃焼特性時間を同一にするためにはボア径の増加にともなう u'_{LB} を増加させる必要がある。

$$\frac{MFB10-90}{Ne/60} \sim \frac{D_{SB}/2}{u'_{SB}} \approx \frac{D_{LB}/2}{u'_{LB}} \quad (3)$$

ここで、添え字 SB は小径ボア、LB は大径ボアを示す。以上の考え方をもとにした補正 TKE_{corr} を式 (4) に示す。



(a) Correction by engine speed



(b) Correction by bore diameter

Fig. 6 Method of corrected turbulent kinetic energy, TKE_{corr}

$$TKE_{\text{corr}} = TKE \times \left(\frac{Ne_{\text{ref}}}{Ne} \right)^2 \left(\frac{D_{B_ref}}{D_B} \right)^2 \quad (4)$$

右辺第2項と第3項の分子はそれぞれ基準エンジン回転数 Ne_{ref} 、基準ボア径 D_{B_ref} であり、Table 1と後述するTable 3より、中間的な位置づけにあたる $Ne_{\text{ref}}=2000$ rpm、 $D_{B_ref}=73$ mmとした。また、乱流強度の単位 m/s と TKE の単位 m^2/s^2 を考慮し、右辺第2項と第3項をそれぞれ2乗した。例えば 91 mm のボア径では式 (4) 右辺第3項が約 0.64 となり、補正 TKE は元の TKE に対して小さな値を示す。したがって、73 mm のボア径と同一の燃焼期間を得るためには 73 mm ボアに対して約 1.55 倍 (0.64 の逆数) の TKE が必要であることを見積ることができる。

TKE の補正による効果を検証するため、 TKE と MFB10-90 の相関性を Fig. 7 に示す。Fig. 7(a) の横軸には補正無しの圧縮 TDC における TKE 、Fig. 7(b) には式 (4) で補正した TKE_{corr} を示す。 TKE と MFB10-90 を 2 次関数で近似した場合の決定係数 R^2 は、補正無しの場合に $R^2=0.56$ 、補正有りの場合に $R^2=0.86$ となる。 R^2 が改善していることから TKE 補正法の効果を確認することができた。

2.5. エンジン仕様・解析方法

スキッタバンドの構築をおこなうため、Table 1 と Table 2 で定義したスキッタバンド条件にてテスト・CFD 解析をおこなった。主要なエンジン仕様を Table 3 に示す。エンジンは直列 3 気筒・直列 4 気筒・V 型 6 気筒の合計 9 台を用いた。排気量は 0.66 L から 3.5 L、吸気システムは NA と TC、燃料供給システムは PI と DI のように異なる仕様を持つエンジンを選択した。指圧と吸排気脈動を計測し、得られた指圧は熱力学第一モデルにより燃焼解析をおこなった。

実機テスト結果では得られない TKE や燃料の壁面付着

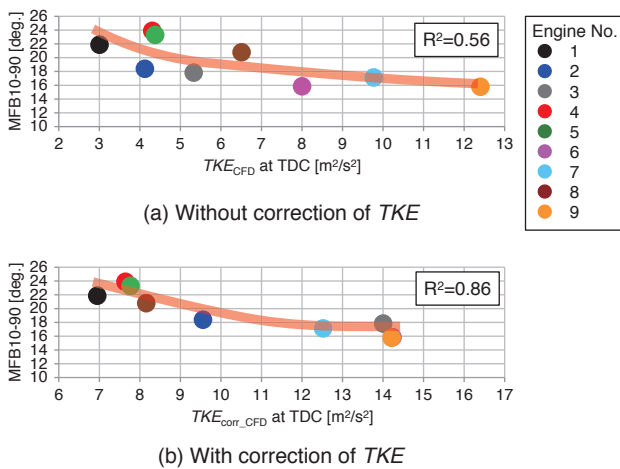


Fig. 7 Effect of correlation between combustion duration (MFB10-90) and TKE at $Ne=1500$ rpm, $BMEP=800$ kPa, $T_w=80^\circ\text{C}$

Table 3 Engine specifications for scatter-band validation test

Engine type	In-line 3-cylinder			In-line 4-cylinder				V6	
Engine No.	1	2	3	4	5	6	7	8	9
Displacement [L]	0.66	0.66	0.66	1.5	1.5	1.5	2.0	2.4	3.5
Bore [mm]	64	64	60	73	73	73	86	87	91
Stroke [mm]	68.3	68.3	77.6	89.4	89.4	89.4	85.9	99.1	89.5
Intake system	NA	TC	NA	NA	NA	TC	TC	NA	TC
Fuel supply system	PI	PI	PI	PI	DI	DI	DI	DI	PI/DI

量などを得るため筒内 3 次元 CFD 解析をおこなった。ソフトには市販の Ricardo 社製 3 次元汎用流体解析ソフト VECTIS を用い、乱流モデルには標準 $k-\varepsilon$ モデルを適用した。また、筒内 3 次元 CFD の境界条件を計算するため、市販の Gamma Technologies 社製 1 次元エンジン解析ソフト GT-SUITE を用いて吸排気の質量流量を計算した。スキッタバンドを構築するにあたり、得られた実機テストデータを L2 から L3-2 まで、CFD データを L3-3 から L3-4 へ適用した。

3. 階層型スキッタバンドの検証

3.1. 熱効率に関するスキッタバンド

熱効率に関するスキッタバンドを Fig. 8 に示す。運転条件は $Ne=1500$ rpm, $BMEP=800$ kPa, $T_w=80^\circ\text{C}$ である。L3-1 における BSFC と図示熱効率 η_i の関係を Fig. 8(a) に示す。全体的に η_i が増加すると BSFC は減少する傾向にあ

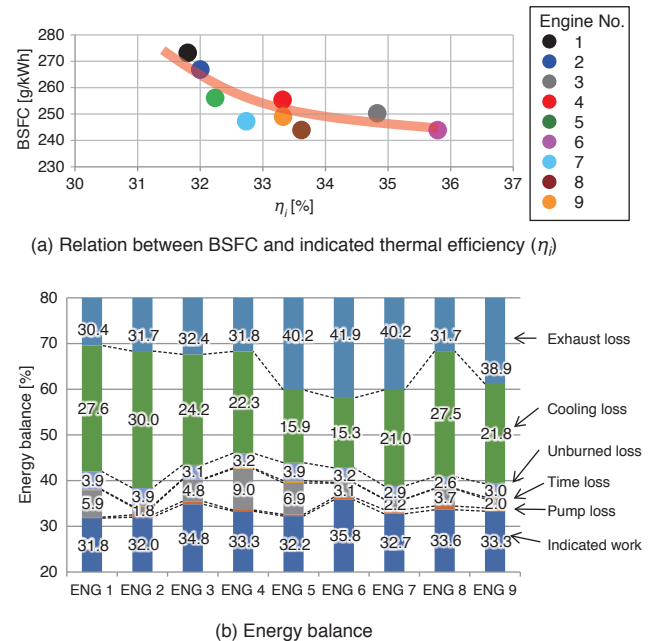


Fig. 8 Scatter-band data in L3-1 at $Ne=1500$ rpm, $BMEP=800$ kPa, $T_w=80^\circ\text{C}$

る。これより、エンジン No. 6 の η_i は 35.8% であり、エンジン No. 8 の 33.6% より高い値を示すが、BSFC は約 244 g/kWh でおおむね同じ値である。エンジン No. 6 は TC であり、高い指圧に耐えるための高強度化によりフリクションが高いことが確認された。次にエネルギーバランスを Fig. 8(b) に示す。エンジン No. 6 の時間損失は 3.1% で、エンジン No. 8 の 3.7% より低い値を示す。これより、エンジン No. 6 は流動強化により急速促進が施されていることが確認された。以上のようにエネルギーバランスにより各種損失の大小をつかむことができ、4.1. 節で示すシステム特性解析による位置づけ把握により大規模 CAE 実施の前に大まかな目標値の設定にデータを活用することができる。

時間損失に関するスカッタバンドを例として Fig. 9 に示す。時間損失はおおむね MFB50 に相関があり [Fig. 9 (a)], 順に MFB50 は MFB10-90 [Fig. 9(b)], MFB10-90 は TKE_{corr} [Fig. 9(c)], TKE_{corr} は非定常タンブル比の最大値 T/R_{max} [Fig. 9(d)], T/R_{max} は定常 T/R に相関があることがわかる。例えば、時間損失が 4% では MFB50 が約 377

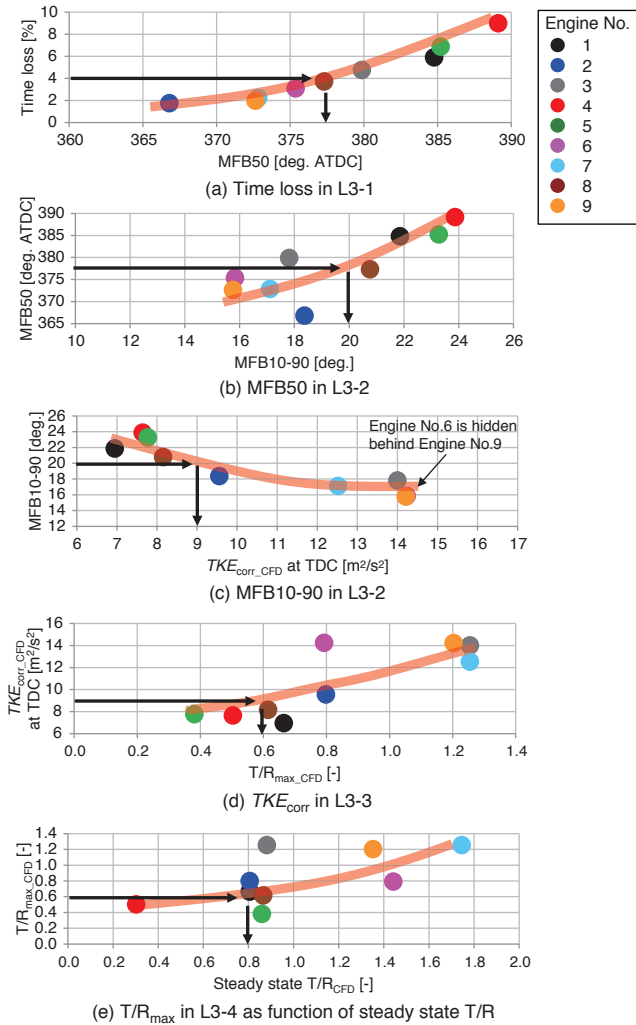


Fig. 9 Scatter-band data related time loss for thermal efficiency at $N_e=1500$ rpm, BMEP=800 kPa, $T_w=80^\circ\text{C}$

deg. ATDC であり、その時、MFB10-90 が約 20 deg. というように、最終的に定常タンブル比が約 0.8 まで階層を下げるができる。縦軸で示したパラメータが上位階層の横軸に示したパラメータと同じであることから、シリンダヘッド単体の定常 T/R をテスト、または、CFD で得ることができれば、下位階層から順々にパラメータを繰り上げて読み換えていくことにより実機テストをすることなくおおよその燃焼期間を予測できることが確認できた。

3.2. 燃焼安定性に関するスカッタバンド

燃焼安定性に関するスカッタバンドを Fig. 10 に示す。燃焼安定性を示す LNV は燃焼変動 COV_IMEP と相関があり [Fig. 10(a)], 順に COV_IMEP は MFB50 のサイクル変動 STD_MFB50 [Fig. 10(b)], STD_MFB50 は MFB10-90 のサイクル変動 STD_MFB10-90 [Fig. 10(c)], STD_MFB10-90 は MFB10-90 [Fig. 10(d)], MFB10-90 は TKE_{corr} [Fig. 10(e)] と相関があることがわかった。これより、乱流強化による燃焼促進で、燃焼変動の低減が可能であることを確認できた。

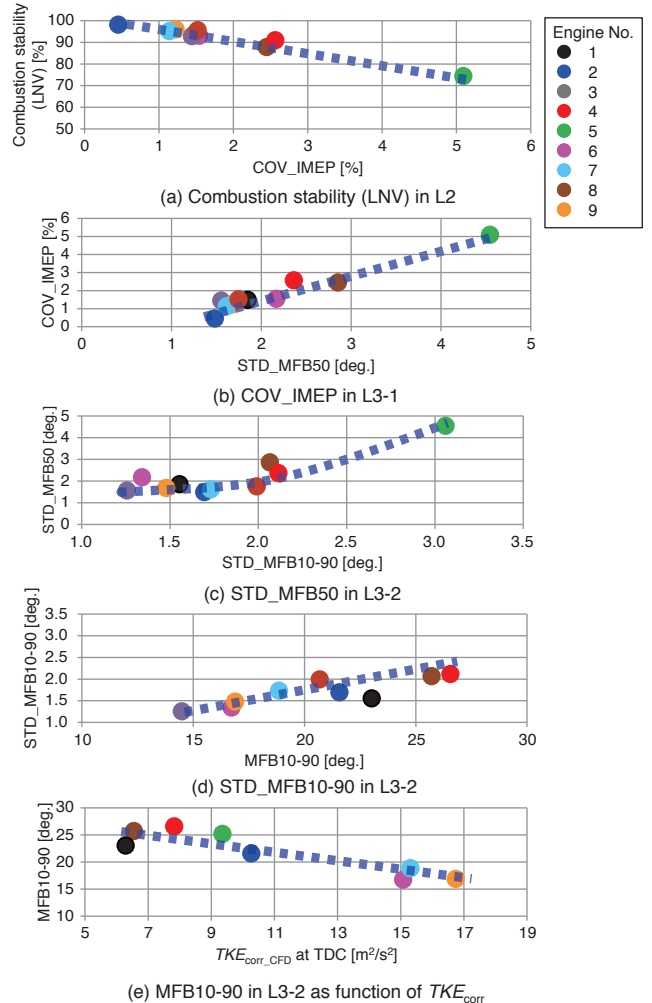


Fig. 10 Scatter-band data for combustion stability at $N_e=2000$ rpm, IMEP=1000 kPa, $T_w=80^\circ\text{C}$

3.3. オイルダイリューションに関するスカッタバンド

オイルダイリューションに関するスカッタバンドを Fig. 11 に示す。オイルダイリューション率はオイル量で除したオイルダイリューション量と相関があり [Fig. 11(a)], 順にオイルダイリューション量は気筒数当たりのオイルダイリューション量 [Fig. 11(b)], 気筒数当たりのオイルダイリューション量はシリンダライナへの燃料付着量の最大値と相関があることがわかった [Fig. 11(c)]. ここで、燃料付着量の最大値は、CFD によって得られた 1 サイクル中のシリンダライナ上に付着した燃料の最大値とした。これより、シリンダライナへの燃料付着を低減することにより、オイルダイリューション率を低減できることが確認できた。

構築したスカッタバンドの確からしさを確認するため、熱効率・燃焼安定性・オイルダイリューションのスカッタバンドについてパラメータ間のつながりを確認した。その結果、Fig. 5 で検討したパラメータのつながりがおおむね正しいことが確認できた。

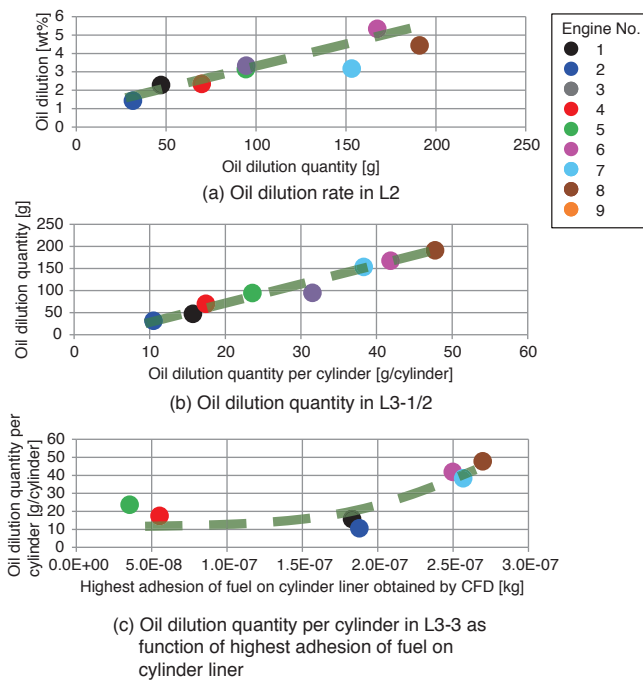


Fig. 11 Scatter-band data for oil dilution at $N_e=2500$ rpm, IMEP=1000 kPa, $T_w=50^\circ\text{C}$

4. エンジン諸元検討への適用

本章では3章で構築した階層型スカッタバンドの有効性を検証するため、2.0 L 過給 DI エンジンの燃焼改善へ適用をおこなった。まず、4.1. 節では各階層におけるパラメータの位置づけを俯瞰して解析するシステム特性解析により、現状分析をおこない課題の原因解析と対策を検討し

た。次に4.2. 節では課題を改善するため、ピストントップ形状による流動強化をおこなった。最後に4.3. 節では、背反として確認が必要なオイルダイリューション率低減のため、INJ 噴射制御の検討をおこなった。

4.1. システム特性解析による現状分析

諸元検討用のベースエンジンとして2.0 L 過給 DI エンジン No. 7 の熱効率を、類似エンジン 1.5 L 過給エンジン No. 6 と比較した結果を Fig. 12 に示す。ここでシステム特性解析とは、各パラメータにおける上限値を1, 下限値を-1 とし、解析対象パラメータの位置づけを-1 から1 の範囲で示すものである⁽⁶⁾。例えば、図示熱効率 η_i は高いほど良いため、蓄積データにおける η_i の最大値を1, 最小値を-1 とする。逆に時間損失は小さいほど良いため、最小値を1, 最大値を-1 とする。なお、Fig. 8(b) で示したように各種損失は η_i に対して大きさが異なることから、改善方法を見誤る可能性がある。そのため、各損失の平均値と η_i の平均値の比をとり、その比を各損失へ乗ずることにより重みづけをおこなった。ベースエンジンであるエンジン No. 7 の η_i は約 -0.7 で全体的に低い位置づけであった。エネルギーバランスより排気損失が大きいことが要因の一つとして考えられる。

次に MFB50 や MFB10-90 は良い位置づけであり、 TKE_{corr} や T/R が高い位置づけにあることから流動強化による燃焼促進が施されているエンジンであることがわかった。エンジン No. 6 の η_i はスカッタバンド上限付近で、MFB10-90 にも大きな差はなかった。しかし、エンジン

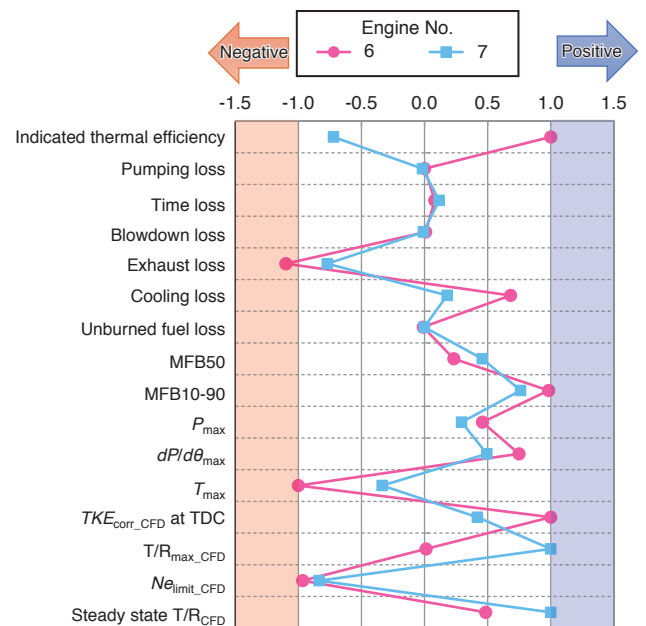
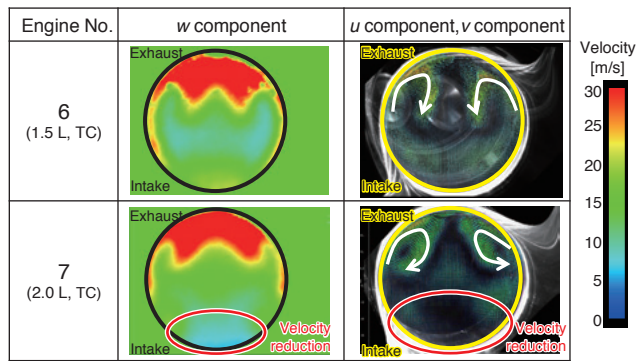


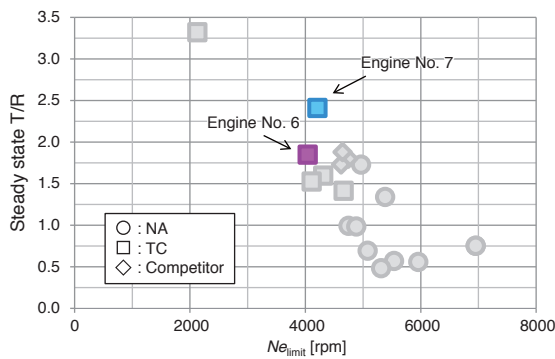
Fig. 12 System characteristic analysis for thermal efficiency by comparison of base engine, No. 7 (2.0 L, TC) with similar specification engine, No. 6 (1.5 L, TC) at $N_e=1500$ rpm, BMEP=800 kPa, $T_w=80^\circ\text{C}$

No. 7 の T/R はエンジン No. 6 より大きいにも関わらず TKE_{corr} は低い位置づけであった。

T/R と TKE_{corr} の関係を分析するため、エンジン No. 7 とエンジン No. 6 の定常流吸気ポート性能を比較した。Fig. 13(a) に粒子画像流速測定法 (Particle Image Velocimetry: PIV) で計測したガスケット面からボア径 1/2 の位置におけるシリンダライナ断面の速度分布を示す。エンジン No. 6 の速度分布と比較したところ、エンジン No. 7 では吸気側からの流入が抑制されており、排気側へ空気が流れるように吸気ポートが設計されていることが確認できた [Fig. 13(a) 赤丸]。Fig. 13(b) に定常 T/R と限界回転数 Ne_{limit} を示す⁽¹¹⁾。ここで、 Ne_{limit} は吸気ポートの平均流量係数から求められる特性値で、値が大きいほどより多くの空気を筒内へ吸入することができる。エンジン No. 6 と比較すると、エンジン No. 7 の Ne_{limit} は約 4000 rpm でおおむね同じであるが、定常 T/R は約 2.4 と高い値を示した。以上のことから吸気ポートによる流動性能は十分であるが、ピストン形状による流動形成がうまくできていないことが確認できた。また、要因分析とスカッタバンドを用いることにより、原因解析とその対策を効率的におこなうことができた。



(a) Velocity distribution of cylinder liner cross section at 1/2 bore diameter position from gasket surface obtained by stereo-PIV

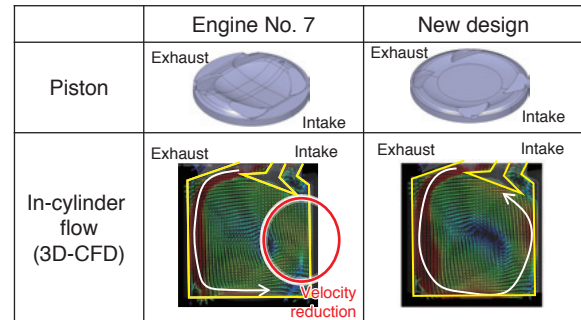


(b) Relation between steady state T/R and Ne_{limit}

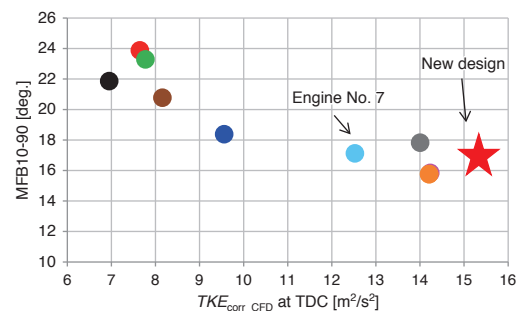
Fig. 13 Comparison of intake port performance of Engine No. 7 (2.0 L, TC) with Engine No. 6 (1.5 L, TC) in steady state flow

4.2. ピストントップ形状による流動強化

ピストントップのボウル形状と CFD により得られた筒内の速度分布を Fig. 14(a), MFB10-90 と TKE_{corr} の関係を Fig. 14(b) に示す。ここで、速度分布はボアセンター断面の 2 次元分布である。Fig. 9(a) より、エンジン No. 7 の時間損失は 2.2% で、MFB50=373 deg. ATDC であった。時間損失を 1% 低減することを仮目標とすると、MFB50 を 370 deg. ATDC, MFB10-90 を 15 から 16 deg. となるように燃焼設計をすれば良い。これより、流動の仮目標は $TKE_{corr}=14$ から $15 \text{ m}^2/\text{s}^2$ となる。エンジン No. 7 のベース形状では、吸気ポートから流入した流れがピストンボウルにより上昇流へ変換されているものの、速度の低下が見られた [Fig. 14 (a) 左図]。このことは Fig. 12 のシステム特性解析により優劣を判定した傾向と一致する。Fig. 14 (a) 右図に示すように、筒内へ流入した流れをスムーズに上昇流へ変換するためピストントップのボウル形状を浅皿形状へ変更し、排気側の上昇する速度を増加させることができた。Fig. 14(b) に示すようにベース形状から浅皿形状へ変更することにより TKE_{corr} は約 $15.2 \text{ m}^2/\text{s}^2$ となり、ピストントップのボウル形状による流動強化をおこなうことができた。また、同形状のピストンを実機エンジンにより確認したところ、MFB10-90 は 17.1 deg. から 16.6 deg. へ 0.5 deg. 減少し、おおむねトレンド延長線上に位置した。その結果、BSFC は約 0.6% 改善した。



(a) Comparison of in-cylinder flow by piston top bowl shape



(b) Relation between MFB10-90 and TKE_{corr} of Engine No. 7 (2.0 L, TC)

Fig. 14 Effect of piston top bowl shape at scatter-band condition, $Ne=1500 \text{ rpm}$, BMEP=800 kPa, $T_w=80^\circ\text{C}$

4.3. INJ 噴射制御によるオイルダイリューション率低減
 エンジン排気量 V_s に対するオイルダイリューション率を Fig. 15(a) に示す。これより、エンジン排気量が増加するとオイルダイリューション率が増加する傾向であった。同一 IMEP では排気量に応じて燃料噴射量が増加するため、シリンダライナなどへの筒内壁面付着量が相対的に増加することが要因と考えられる。エンジン No. 7 のオイルダイリューション率は前述した排気量増加による傾向の上限付近に位置する。流動強化によりダイリューション率の増加が懸念されることから INJ 噴射制御によるオイルダイリューション率の低減を試みた。CFD により得られたシリンダライナとピストンへの燃料付着量の最大値を Fig. 15(b) に示す。燃料噴射圧 P_f をベース条件である 10 MPa から 30 MPa へ増加させ、さらに噴射回数を 1 回から 3 回へ増加させることによりシリンダライナとピストンともに壁面への燃料付着量を低減した。これは、高燃圧・多段噴射による燃料液滴の微粒化と噴霧の低ペネトレーション化によるものである。結果、エンジン No. 7 のオイルダイリューション率は 6.4 wt% から 3.8 wt% へと 2.6 wt% 減少させることができた [Fig. 15(a)]。

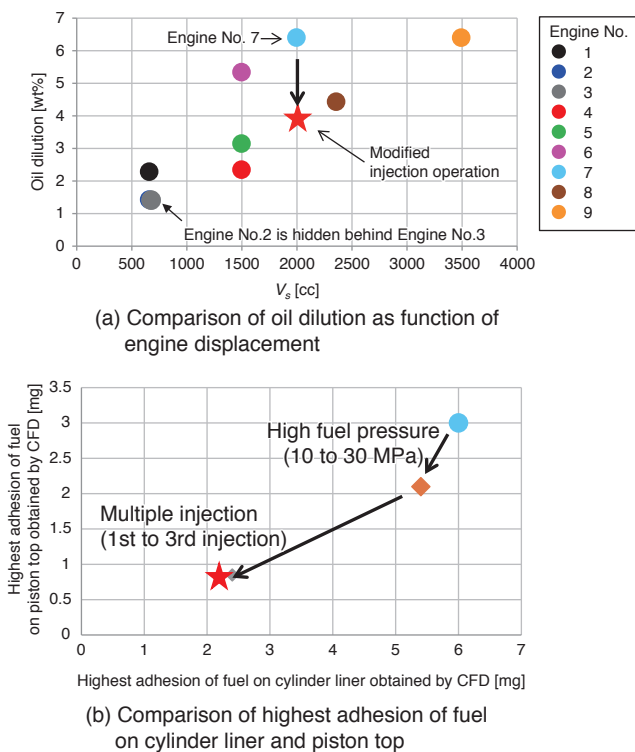


Fig. 15 Effect of injection operation at $N_e=2500$ rpm, IMEP=1000 kPa, $T_w=50^\circ\text{C}$

5. データ蓄積・活用の仕組化

年次に対するエンジン・定常流吸気ポートテストの蓄積数の推移を Fig. 16 に示す。スキッターバンド構築時、エン

ジンデータ数は 9 台分であった。継続的な蓄積や自動車用内燃機関技術組合 (the research association of Automotive Internal Combustion Engines: AICE) ベンチマーク事業のデータを取り込むことにより、2022 年時点で 26 台分のデータ蓄積をおこなうことができた。活用においても、例えば筒内流動の目標値設定や、冷却損失低減のための燃焼室 S/V 比検討へスキッターバンドを適用した。開発初期に活用した結果、燃焼設計・CAE 解析へスムーズに移行することができ、エンジン開発の手戻り防止に貢献できたと考える。

以上のことから、エンジン開発の初期検討段階にスキッターバンドを適用し、開発の方向性を示すという当初の目的は達成できた。しかし、Table 2 で示したようにエンジン制御条件を固定したため、各エンジンの最適な制御条件と異なる場合がある。今後は各エンジンの最適制御条件におけるデータ蓄積もおこない、制御パラメータの感度把握や最適値の検討へと活用の幅を広げる必要がある。また、エンジンの更なる環境性能向上のため、管理すべきパラメータを増やしていくことも必要である。

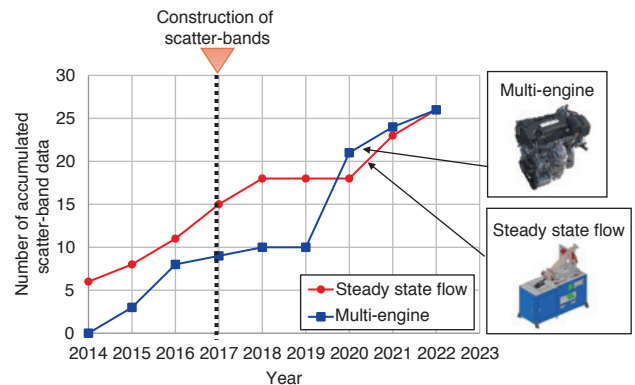


Fig. 16 Yearly accumulation of engine and steady flow test data

6. まとめ

手戻り防止による開発効率向上を目指し、開発初期段階でエンジン諸元を決定するための階層型スキッターバンドを構築した。過給直噴エンジンの燃焼改善へ適用して有効性を検証し、以下の結論を得た。

- (1) エンジン要求 (Level 2) において熱効率と背反する燃焼安定性・オイルダイリューション・Soot の四つに定め、部品 (Level 4) へと階層的につなげるために中間パラメータ (Level 3) の要求分析をおこなった。9 台のエンジンデータを用いて検証した結果、パラメータのつながりがおおむね正しいことが確認された。
- (2) 異なるエンジン仕様・諸元を同一の判断基準で評価するためにパラメータの正規化をおこなった。一例とし

て乱流運動エネルギーの正規化をエンジン回転数とボア径でおこなったところ、燃焼期間との相関性が改善された。

- (3) スキャットバンドを用い、直噴過給エンジンの課題を解析した。システム特性解析と要求分析からピストン形状による流動形成がうまくできていないことがわかり、原因解析とその対策を効率的におこなうことができた。
- (4) 流動強化の排反事象として挙げられるオイルダイリューション率低減のため、インジェクタ噴射制御による筒内壁面への燃料付着量低減をおこなった。高燃圧・多段噴射により燃料付着を低減することができ、エンジンに要求される性能をバランスさせることができた。
- (5) スキャットバンドのデータ蓄積・活用を継続的にこなうことにより、エンジン開発の手戻り防止に貢献できたと考える。今後、エンジンの更なる環境性能向上のため、管理するパラメータを増やしていくことが必要である。

参考文献

- (1) 藤本茂希, 大高義行, 小堂智史: MBD 実現に向けたエンジンプラントモデルと段階的システム同定環境の構築, Honda R&D Technical Review, Vol. 24, No. 2, p. 120-127
- (2) 藤川智士: マツダの目指すモデルベース開発, マツダ技報, No.31, p. 44-47, (2013)
- (3) Murase, E., Shimizu, R.: Innovative Gasoline Combustion Concepts for Toyota New Global Architecture, 25th Aachen Colloquium Automobile and Engine Technology, p. 1-24, (2016)
- (4) 志方彰浩, 松崎伊生, 鶴島理史, 富田全幸: 新型 V6 直噴ターボエンジンの燃焼開発—CFD を用いた燃焼設計高出力・高効率・低排気の実現—, 自動車技術会春季大会学術講演会講演予稿集, No. 33-16, 20165149, p. 795-800, (2016)
- (5) 三藤祐子, 丹澤一樹, 渡辺通夫, 永山勇太: 新型 I3 1.2L スーパーチャージャガソリンエンジンの燃焼性能設計, 自動車技術会学術講演会前刷集, No. 140-11, 20115620, p. 5-8, (2011)
- (6) Petschenig, E., Reinhard, G., Sorger, H.: Differential flow field analysis in engine development, MTZ worldwide, Vol. 71, Issue 5, p. 26-32, (2010)
- (7) 日本機械学会編: 新編 伝熱工学の進展 第2巻, 養賢堂, p. 9-10, (1996)
- (8) Hunger, M., Bocking, T., Walther, U., Gunther, M., Freisinger, N., Karl, G.: Potential of Direct

Water Injection to Reduce Knocking and Increase the Efficiency of Gasoline Engines, International Conference on Knocking in Gasoline Engines, p. 338-359, (2017)

- (9) 大倉康裕, 樋口和哉, 浦田泰弘, 染矢聡, 店橋護: 高速 PIV によるエンジン燃焼室内の乱流計測, 日本機械学会論文集B編, Vol. 79, No. 806, p. 2193-2206, (2013)
- (10) 濱本嘉輔: エンジンシリンダ内乱流特性, ENGINE TECHNOLOGY, Vol. 2, No. 4, p. 84-89, (2000)
- (11) 櫻原一雄, 新里智則, 大津啓司, 沖田忠之, 明本禧洙: '92 モデルプレリユードエンジンについて, HONDA R&D Technical Review, Vol. 4, p. 41-52

List of Symbols

A/F	Air/Fuel ratio [-]
D	Bore diameter [mm]
Ne	Engine speed [rpm]
P_f	Pressure of fuel [MPa]
L_s	Stroke [mm]
S/V	Surface/Volume ratio [m^2/m^3]
T_w	Temperature of water [$^{\circ}C$]
TKE	Turbulent Kinetic Energy [m^2/s^2]
U_p	Mean piston speed [m/s]
u_{intake}	Velocity of intake flow [m/s]
u'	Turbulent intensity [m/s]
V_s	Displacement [L]
θ_{ig}	Ignition timing [deg. BTDC]
θ_{inj}	Injection timing [deg. BTDC]
η_i	Indicated thermal efficiency [%]
η_v	Volumetric efficiency [%]

List of Abbreviations

AICE	the research association of Automotive Internal Combustion Engines
BMEP	Brake Mean Effective Pressure
BSFC	Brake Specific Fuel Consumption
CAE	Computer Aided Engineering
CAFE	Corporate Average Fuel Efficiency
CFD	Computational Fluid Dynamics
COV	Coefficient Of Variation
DI	Direct Injection
EGR	Exhaust Gas Recirculation
EM	Emission
EOI	End Of Injection
EVC	Exhaust Valve Close
IMEP	Indicated Mean Effective Pressure

INJ	Injector
IVO	Intake Valve Open
LVN	Lowest Normalized Value
MBD	Model-Based Development
MBT	Minimum advance for Best Torque
MFB	Mass Fraction Burnt
NA	Natural Aspiration
PI	Port Injection
PIV	Particle Image Velocimetry
PM	Particulate Matter
PN	Particle Number
RDE	Real Drive Emission
SOI	Start Of Injection
STD	Standard deviation
T/R	Tumble Ratio
TC	Turbocharger
TDC	Top Dead Center (BTDC: Before TDC, ATDC: After TDC)
WLTC	Worldwide harmonized Light duty vehicles Test Cycle

■ 著 者 ■



大倉 康裕



吉沢 潤也



松田 浩充



佐藤 誓祐



高瀬 光一