

クリーンディーゼルエンジンのための モデルベース吸気マネジメント制御

Model Based Air-path Management Control for Clean Diesel Engine

上 野 将 樹*
Masaki UENO

岩 垂 光 宏*
Mitsuhiro IWADARE

足 立 修 一**
Shuichi ADACHI

要 旨

ディーゼルエンジンの排ガス低減のためにはさまざまな燃焼技術が研究されており、その実現にはシリンダ吸気状態(EGR流量、新気流量など)の緻密な吸気制御が不可欠となる。しかし制御対象は多入力多出力系かつ干渉系であるため、PID 制御器を用いた従来手法での制御系構築は困難である。そこで多入力多出力系アルゴリズムとして知られるモデル予測制御(Model Predictive Control: 以下 MPC)を用い、これに外乱オブザーバを用いたフィードバック機能とアクチュエータ部分の非線形性補償器を追加することで、ディーゼルエンジンの吸気系に対応できる吸気制御システムを構築した。車両を用いた実験では、スロットルバルブ、EGRバルブの2入力かつ新気流量と吸気チャンバ圧力の2出力のシステムに対し、2出力を独立したそれぞれの目標値に迅速に制御できることを実証した。

ABSTRACT

Research has been conducted on a variety of combustion technologies in order to reduce diesel engine emissions. These technologies should precisely control the state of in-cylinder gas (EGR mass flow, air mass flow, and the like). However, because the controlled object is a multi-input, multi-output (MIMO) system and a coupled system, the use of control systems based on conventional methods that employ PID controllers represents a challenge. Model predictive control (MPC) is well known as a MIMO algorithm. An intake control system that could be applied to the intake system of a diesel engine was constructed by supplementing MPC with a feedback function using a disturbance observer and compensator for the nonlinear characteristic of the actuators. Performance tests using an actual vehicle verified that, when applied to a two-input (throttle valve, EGR valve), two-output (air mass flow, intake chamber pressure) system, the proposed MPC was able to rapidly control each output independently to the target value.

1. まえがき

ディーゼルエンジンは、ガソリンエンジンと比較して熱効率が高く CO₂ 排出量が少ないため、地球温暖化防止に有効な内燃機関として注目されてきている。ところがリーン燃焼のディーゼルエンジンは 100% 近くの浄化率をもつ三元触媒を用いたガソリンエンジンで用いられているシンプルな後処理システムを適用することができない。よってシリンダ内での燃焼過程において NO_x や HC、スートなどの排ガス成分を十分に低減する必要がある。

ディーゼルエンジンで特に重要な NO_x エミッション低

減のためには、よく知られているように排気再循環(Exhaust Gas Recirculation: 以下 EGR)システムが有効である。このシステムは排気ガスに含まれる不活性ガスを吸気に混ぜることで酸素濃度を下げ、燃焼過程での最高温度を下げることによって、高い燃焼温度で急増する NO_x 生成を抑制する。ただし EGR 率を高くしていくとある空気過剰率に達した時点からスート発生量が増加する傾向がある。したがってスート発生を抑制した上で NO_x を効果的に低減するためには、EGR と燃料噴射の制御により空気過剰率などで代表される燃焼状態を所望の範囲に精度よく制御する必要がある。

* 四輪開発センター

** 慶應義塾大学

近年ではさらに多量の EGR を導入することで着火遅れ期間を積極的に伸ばし予混合燃焼を取り入れた PCCI 燃焼により NOx とスートを同時に低減できる技術が研究されてきている⁽¹⁾。しかしながら、Fig. 1 および Fig. 2 に示す PCCI 燃焼の実験結果が示すように、EGR 率による排ガス特性の変動が大きく、実用化のためには燃料噴射制御と EGR 制御の性能向上により過渡運転に追従できる高応答制御系の構築が必要である。

一方、今後のさらなる排ガス低減のために、NOx 触媒などの排気後処理システムによりテールパイプエミッションをさらに低減するための技術開発も、近年、実用化に向け研究が盛んになってきている。NOx 触媒システムでは通常リーン燃焼時に吸着した NOx を還元するためのいわゆるリッチスパイク制御と呼ばれる再生燃焼制御が必要である⁽²⁾。リッチスパイク制御は燃焼音やドライバビリティを低下させないように空燃比を目標値に一致させる高度な燃焼状態制御が必要となり、燃料噴射制御はもとよりシリンダに吸入される空気量および EGR 量の配分(以下吸気ガス状態)をコントロールする吸気ガス制御の高精度化も重要となる。

以上のような要求から、従来と比較して吸気ガス状態をより緻密に制御する必要性が高まってきている。

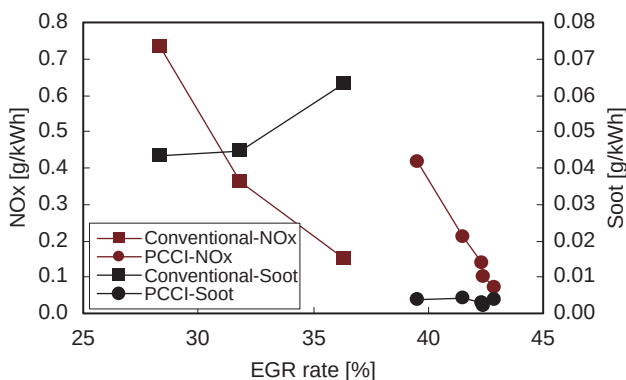


Fig. 1 Emission characteristics of conventional and PCCI combustion

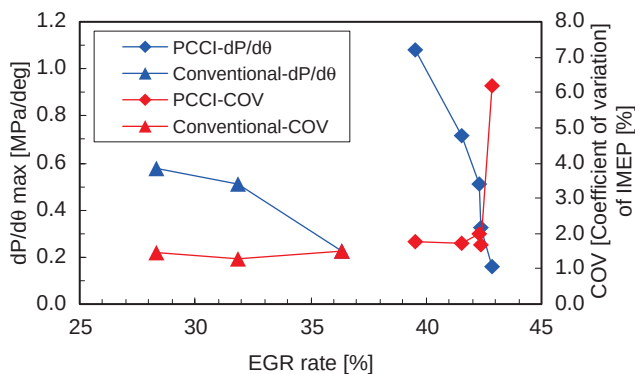


Fig. 2 Noise and vibration characteristics of conventional and PCCI combustion

2. 研究のねらい

本研究では、ディーゼルエンジンにおける吸気ガス状態のフィードバック制御系構築のため、MPCを適用した制御系の設計およびその効果検証をおこなう。

吸気ガス制御において制御したい物理量はシリンダ内の酸素量と不活性ガス量、あるいは新気量と EGR ガス量である。ここで新気とはシリンダに吸入される全てのガス成分のうち、EGR で還流されるガスを除いた吸入空気成分である。これらを制御するために直接操作可能な吸気アクチュエータは EGR 弁やスロットル弁などである。

ところが一般に吸気アクチュエータのどれか一つを変化させるとシリンダ吸気状態の両方の物理量が変化してしまう。これはいわゆる干渉系と呼ばれる制御対象となっており PID 制御器などを用いた従来手法でのフィードバック制御系構築は困難であることが知られている。Fig. 3 は上記制御対象を模擬したエンジンシミュレータに対し、一般的な PID 制御器を適用した場合の制御結果であり、干渉によって振動的な挙動となっていることがわかる。

一方、モデル予測制御(MPC)は複数の出力を目標値にフィードバックすることができる多入力多出力系に適用可能な制御アルゴリズムとして知られているが、制御周期ごとにリアルタイムで最適化演算をおこなう必要があるため、制御周期が長い石油化学プラントなどで主に実用化されてきた。

しかしながら、ECU の演算処理高速化に加え、演算アルゴリズム改良⁽³⁾等による高速化技術の進展が著しく、比較的速い系への適用⁽⁴⁾の目処が立ちつつある。そこで MPC を適用した新気量と EGR 量のフィードバック制御系を設計し、その効果を確認した。

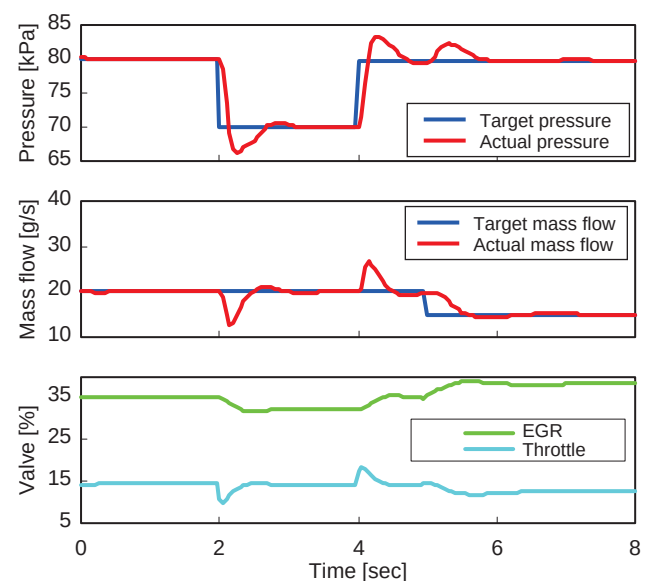


Fig. 3 PI control simulation results

3. モデリング

一般的なディーゼルエンジンは Fig. 4 に示すような吸排気系の構成をとる。本研究では入力および出力変数を下記のように定義する2入力2出力系の制御対象を考える。

入力：EGR バルブ開度，スロットルバルブ開度

出力：吸気チャンバ圧力，新気流量

本来はシリンダに吸入される新気量と EGR 量を出力パラメータとして選定したいが，双方とも直接測定が困難であるため，出力パラメータの代替としてそれぞれ新気流量と吸気チャンバ圧力を選定した。ここで，新気流量は Fig. 4 に示す位置で測定される空気の流れである。また吸気チャンバ圧力と新気流量から EGR 量が推定できることから，もう一方の出力パラメータには，吸気チャンバ圧力を選定した。

MPCに限らず最適制御や適応制御などいわゆるモデルに基づく制御アルゴリズムを適用する場合，制御対象の動特性を微分方程式または差分方程式による連立方程式，いわゆる状態空間方程式で表現することが必要となる。

最初に制御対象の構造を把握するため物理式に基づくモデリングをおこない，状態空間方程式の次数の選定をおこなった。次に，実機に組み込む制御アルゴリズムで用いる状態空間方程式を得るため，状態空間方程式を規定する物理パラメータをシステム同定により決定した。

3.1. 物理モデリング

ディーゼルエンジンの吸排気系は Fig. 4 に示すように，バルブ要素とチャンバ要素の組み合わせで構成されている。そこで，一例として Fig. 5 に示すようなスロットルバルブとその後流にあるチャンバに着目して，物理原理に基づくモデリングをおこなう。

スロットルバルブ開度を α_{th} ，その上流圧力と下流圧力をそれぞれ p_0 ， p_i ，上流密度を ρ_0 ，比熱比を κ とすると，スロットルバルブを通過する質量流量はいわゆるノズルの式(5)，(6)で表わされる。

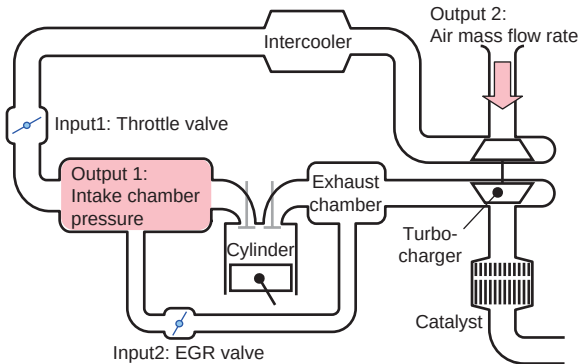


Fig. 4 Air-path system of diesel engine and definition of the controlled object

$$\dot{m}_{th} = A_{th}(\alpha_{th}) \cdot \sqrt{2p_0\rho_0} \cdot \Phi$$

$$\Phi = \begin{cases} \sqrt{\frac{\kappa}{\kappa-1} \left[\left(\frac{p_i}{p_0} \right)^{\frac{2}{\kappa}} - \left(\frac{p_i}{p_0} \right)^{\frac{\kappa+1}{\kappa}} \right]}, & \left(\frac{p_i}{p_0} \right) > \left(\frac{2}{\kappa+1} \right)^{\frac{\kappa}{\kappa-1}} \\ \left(\frac{2}{\kappa+1} \right)^{\frac{\kappa}{\kappa-1}} \sqrt{\frac{\kappa}{\kappa+1}}, & \left(\frac{p_i}{p_0} \right) \leq \left(\frac{2}{\kappa+1} \right)^{\frac{\kappa}{\kappa-1}} \end{cases} \quad (1)$$

ここで， $A_{th}(\alpha_{th})$ は開度 α_{th} に対する有効開口面積 A_{th} を表す関数である。

一方，吸気チャンバの圧力変化は，チャンバ内の理想気体状態方程式と質量保存則⁽⁷⁾は下式となる。

$$p_i V_i = M_i R_i T_i \quad (2)$$

$$\frac{dM_i}{dt} = \dot{m}_{th} - \dot{m}_{cyl} \quad (3)$$

このとき，吸気チャンバの圧力変化は，次のように表わされる。

$$\frac{dp_i}{dt} = n \frac{RT_i}{V_i} (\dot{m}_{th} - \dot{m}_{cyl}) \quad (4)$$

ここで n はポリトロップ指数である。

また，シリンダ吸入質量流量は次式のようにチャンバ内圧力 p_i の一次関数として表すことができる。

$$\dot{m}_{cyl} = k_{\eta v} n_e p_i \quad (5)$$

ここで n_e はエンジン速度， $k_{\eta v}$ は体積効率を含む係数である。

以上より，式(1)，(4)，(5)から一次遅れ系で表わされる次式が得られる。

$$\begin{aligned} \frac{dp_i}{dt} &= a \cdot p_i + b \cdot A_{th}(\alpha_{th}) \\ a &= -n \frac{RT_i}{V_i} k_{\eta v} n_e, \quad b = n \frac{RT_i}{V_i} \sqrt{2p_0\rho_0} \cdot \Phi \end{aligned} \quad (6)$$

しかし，遅れパラメータ a とゲインパラメータ b はともに非線形関数で表現されているため，動的挙動は動作点により変化するいわゆる非線形システムである。したがってそのままの形式では MPC を含む線形制御理論が適用できない。

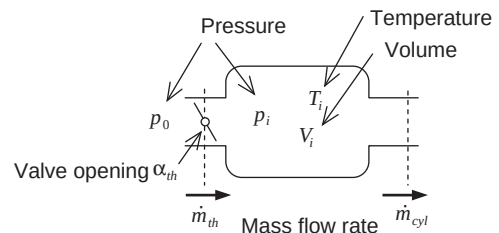


Fig. 5 Element model of valve and chamber system

そのため、入力状態線形化の手法⁽⁸⁾を用いシステムの線形化を試みた。Fig. 6に入力状態線形化による制御系構成を示す。ノズルの式(1)を用いた入力の線形化変換を制御器出力へ配置することにより、制御器からみた制御対象は線形とみなせる。したがって、式(4)および式(5)を状態方程式とした線形制御器を構成することが可能である。

制御対象には上記の例以外にも要素系が存在する。各アクチュエータの動特性はむだ時間と一次遅れ要素、エアフローメータ位置からスロットルバルブまでのチャンバへのガス充填による圧力の遅れは一次遅れ要素にて近似できる。以上から制御対象は、むだ時間要素と遅れ要素を組み合わせたシステムと考えられる。

3.2. システム同定

前節において制御対象の特性を把握することができたが、制御対象モデルに含まれるパラメータは、多くの物理定数の組み合わせで構成されており、その値を物理的に決定することは困難である。よって、実機に組み込む制御則で用いる状態空間方程式を得るため、システム同定⁽⁹⁾を実施した。

入力：スロットルバルブ部流量指示値 m_{th_cmd} [g/s]

EGR 部流量指示値 m_{egr_cmd} [g/s]

出力：吸気チャンバ圧力 p_i [kPa]

新気流量 m_a [g/s]

システム同定用の入出力データ計測方法については、上記二つの入力値に M 系列⁽¹⁰⁾と呼ばれる 2 値疑似ランダム信号を印加し、その時の二つの出力値を計測して実施した。Fig. 7 にその時の入力および出力の時系列データを示す。

制御対象のむだ時間 T は、実測した入出力時系列データからインパルス応答を推定する方法⁽⁹⁾を用いて決定した。

次に、モデルの構造を式(7)で表される 2 入力 2 出力の多変数自己回帰モデル (Auto Regressive with eXtra input model: 以下、ARX モデル) とし、実測した入出力時系列データを用いてシステム同定をおこなった。

$$\begin{aligned} y(k+1) + A_1 y(k) + A_2 y(k-1) \\ = B_1 u(k-T) + B_2 u(k-T-1) \end{aligned} \quad (7)$$

$$y(k) = \begin{bmatrix} y_1(k) \\ y_2(k) \end{bmatrix}, u(k) = \begin{bmatrix} u_1(k) \\ u_2(k) \end{bmatrix} \quad (8)$$

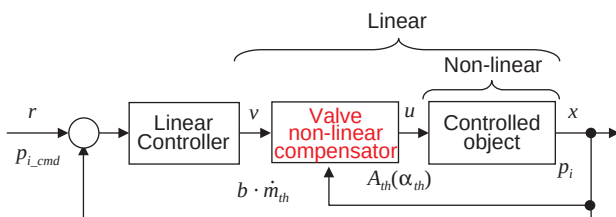


Fig. 6 Control structure with non-linear compensator

$$\begin{aligned} A_1 &= \begin{bmatrix} a_{111} & a_{112} \\ a_{121} & a_{122} \end{bmatrix}, & A_2 &= \begin{bmatrix} a_{211} & a_{212} \\ a_{221} & a_{222} \end{bmatrix}, \\ B_1 &= \begin{bmatrix} b_{111} & b_{112} \\ b_{121} & b_{122} \end{bmatrix}, & B_2 &= \begin{bmatrix} b_{211} & b_{212} \\ b_{221} & b_{222} \end{bmatrix} \end{aligned} \quad (9)$$

同定した 2 入力 2 出力 ARX モデルの精度を検証するため、実際の出力と ARX モデルの出力の時系列データを Fig. 8 に示す。ARX モデルの出力が実際の出力の挙動を精度よく表現できていることから、十分な精度をもった ARX モデルが得られたことが示されている。その理由としては、システム同定用の入力値とアクチュエータへ与える入力値との間に非線形補償器を挿入することにより、制御対象の非線形特性を十分に相殺でき、SN 比の高い入出力データを用意することができたことが考えられる。

さらにスペクトル解析法⁽⁹⁾による検証により、実測値と得られた ARX モデルとのスペクトルがほぼ一致することも確認しており、周波数領域においても精度の良い ARX モデルを得ることができた。

3.3. 拡大系状態空間モデル化

システム同定で得られた ARX モデルを、MPC の内部モデルとして用いるための状態空間方程式へ式変形をおこなう。

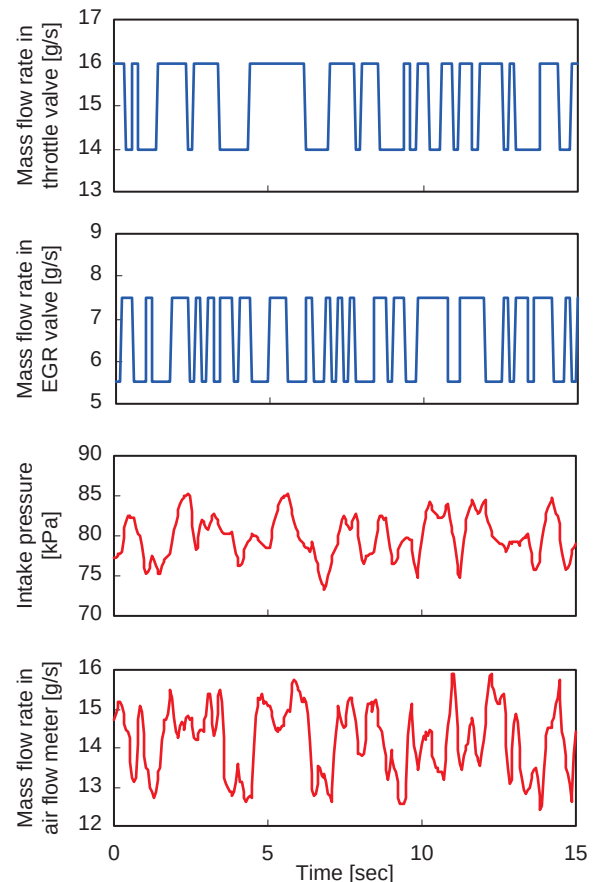


Fig. 7 Input and output measurement data

式(7), (8), (9)について行列で表現すると下式のようになる。

$$\begin{cases} X(k+1) = AX(k) + Bu(k-T) \\ y(k) = CX(k) \end{cases}$$

$$X(k) = \begin{bmatrix} y(k) \\ y(k-1) \\ u(k-1) \end{bmatrix}, A = \begin{bmatrix} A_1 & A_2 & B_2 \\ I & O & O \\ O & O & O \end{bmatrix}, B = \begin{bmatrix} B_1 \\ O \\ I \end{bmatrix}, \quad (10)$$

$$C = [I \quad O \quad O]$$

さらに、これに一定値出力外乱を状態量に加えることにより、以下のような拡大系モデルを定義する。

$$\begin{cases} \begin{bmatrix} X(k+1) \\ d(k+1) \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} A & 0 \\ 0 & I \end{bmatrix} \begin{bmatrix} X(k) \\ d(k) \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} B \\ 0 \end{bmatrix} u(k-T) \\ y(k) = [C \quad I] \begin{bmatrix} X(k) \\ d(k) \end{bmatrix} \end{cases} \quad (11)$$

この拡大系モデルに対し、外乱オブザーバを用いて一定値外乱項 $d(k)$ を逐次補正する。

ここで入力、出力ベクトルを次式のように定義する。

$$u(k) = \begin{bmatrix} m_{th_cmd}(k) \\ m_{egr_cmd}(k) \end{bmatrix}, y(k) = \begin{bmatrix} p_i(k) \\ m_a(k) \end{bmatrix} \quad (12)$$

このとき、状態空間方程式は式(13), (14)で表され、本研究ではこれらの式を用いて MPC のコントローラ設計をおこなった。

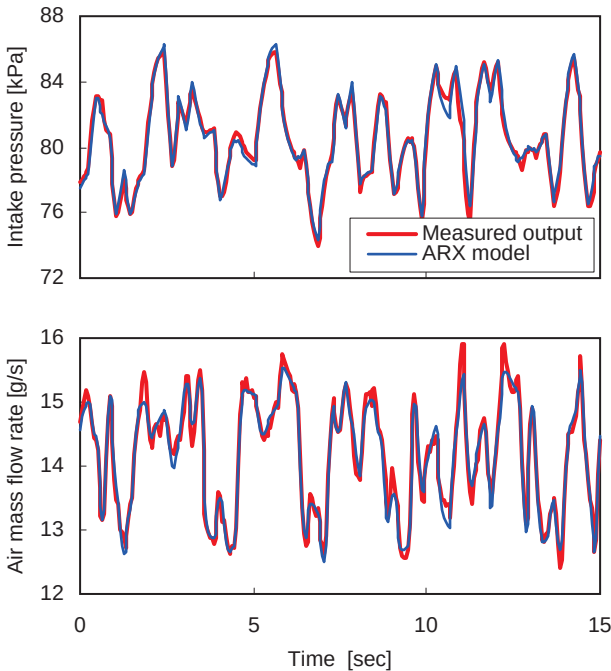


Fig. 8 Time series result

$$\begin{cases} \begin{bmatrix} p_i(k+1) \\ m_a(k+1) \\ p_i(k) \\ m_a(k) \\ m_{th_cmd}(k) \\ m_{egr_cmd}(k) \\ d_{pi}(k+1) \\ d_{ma}(k+1) \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} A_1 & A_2 & B_2 & O \\ I & O & O & O \\ O & O & O & O \\ O & O & O & I \end{bmatrix} \begin{bmatrix} p_i(k-T) \\ m_a(k-T) \\ p_i(k-T-1) \\ m_a(k-T-1) \\ m_{th_cmd}(k-T-1) \\ m_{egr_cmd}(k-T-1) \\ d_{pi}(k-T) \\ d_{ma}(k-T) \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} B_1 \\ O \\ I \\ O \end{bmatrix} \begin{bmatrix} m_{th_cmd}(k-T) \\ m_{egr_cmd}(k-T) \end{bmatrix} \\ \begin{bmatrix} p_i(k) \\ m_a(k) \end{bmatrix} = C \begin{bmatrix} p_i(k) \\ m_a(k) \\ p_i(k-1) \\ m_a(k-1) \\ m_{th_cmd}(k-1) \\ m_{egr_cmd}(k-1) \\ d_{pi}(k) \\ d_{ma}(k) \end{bmatrix} \end{cases} \quad (13)$$

$$C = [I \quad O \quad O \quad I], I = \begin{bmatrix} 1 & 0 \\ 0 & 1 \end{bmatrix}, O = \begin{bmatrix} 0 & 0 \\ 0 & 0 \end{bmatrix} \quad (14)$$

4. 制御系設計

4.1. 制御目的

本研究の制御対象に対する制御系設計には、以下に示すような要求事項が挙げられる。

- (1) 目標値変化に対する出力の追従速度向上
- (2) 多入力多出力系が有する相互干渉による影響の抑制
- (3) バルブ流量特性の非線形性除去
- (4) アクチュエータやチャンバ容量に起因する圧力、流量の遅れ特性の補償
- (5) アクチュエータなどの製造ばらつきや流量特性変化に対する制御性と安定性の確保
- (6) 環境変化などに起因する外乱に対する安定性確保

4.2. 制御系構成

前節での要求事項に対して、本研究では以下のような構成要素で対応した。Fig. 9 に制御系構成を示す。

構成要素	要求事項
(a) モデル予測制御器 (MPC)	(1), (2), (4)
(b) 参照軌道 (Reference trajectory)	(1), (6)
(c) 外乱オブザーバ (Disturbance observer)	(5), (6)
(d) バルブ部静的非線形補償器 (Non-linear compensator)	(3)

4.2.1. モデル予測制御

MPCは多入力多出力系制御を自然に取り扱うことができ

ることが実用面の大きな利点のひとつである。また基本的な動作概念が理解しやすいこと、実機での調整が容易かつ直感的であるということも実用上の利点と考えられる。このような利点に着目し、コントローラとして MPC を適用した。

基本動作の概念図を Fig. 10 に、手順を以下に示す。

- (1) 参照軌道(Reference trajectory)生成: プラントが設定値に向かう速さを現時刻の誤差 $e(k)$ を使用して指定
- (2) 予測軌道(Prediction trajectory)計算: 内部モデルと制御ホライズン期間での入力から予測ホライズン期間における出力のふるまいを予測
- (3) 入力軌道(input trajectory)決定: 参照軌道(1)と予測軌道(2)ができるだけ一致するような最適入力の組み合わせ(入力軌道)を最適化演算により決定
- (4) 入力値印加: 入力軌道(3)のうち一番目の要素 $u(k)$ を実際の制御対象に印加

1 サンプリング周期後、手順(1)から(4)の全体のサイクルが繰り返される。

4.2.2. 外乱オブザーバ

MPC は制御対象の動特性を表した状態方程式(以下モデル)に基づく制御則であるから、そのモデルに誤差が含まれ

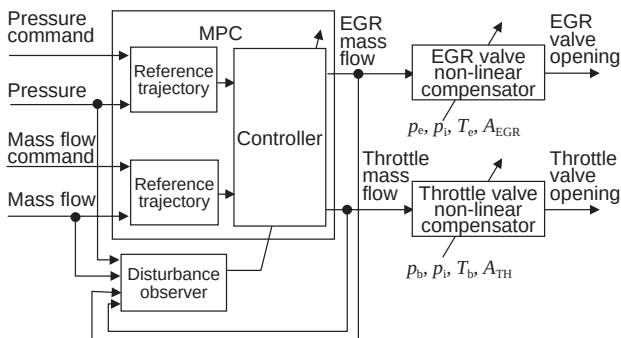


Fig. 9 Block diagram of controller

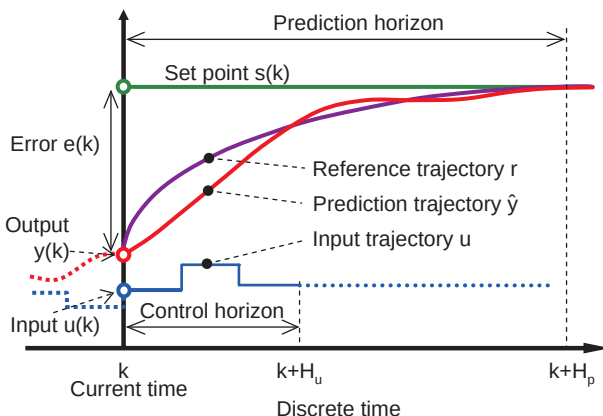


Fig. 10 Basic concept of MPC

ていると意図する振る舞いに対して誤差を生じてしまう。特にモデルの定常ゲインが正確でなければ制御対象の出力は定常偏差を生じる。その結果、デバイス特性変化やばらつき、あるいは予期できない環境変化などにより制御性能が低下するおそれがある。そこでモデルに含めることが困難な外乱による影響を抑制するため、外乱オブザーバを導入した。

MPCに外乱オブザーバを適用するには以下の手順で示すDMC(Dynamic Matrix Control)法⁽¹¹⁾と呼ばれる方法が知られており、本研究ではこれを用いて一定値外乱による影響を除去する外乱オブザーバを適用した。

MPCでの外乱オブザーバの標準的な手順としては、時刻 k において次のことをおこなう。

- (1) 実際の出力 $y(k)$ を測定する
- (2) 実際の出力と推定された出力との差として、外乱を推定する。
- (3) 予測ホライズン期間における出力を予測するために、その外乱推定値を用いる。

この方法は制御対象のすべての状態変数の情報が必要になるため、直接測定できない状態変数の推定、いわゆる状態観測器が必要になる。

式(13)で導出した出力外乱のモデルを含ませた拡大系状態空間モデルを用いて、一定値出力外乱を含めた状態ベクトルの推定をおこなうことができる。状態推定ゲイン行列を L とすると、標準的な観測器方程式は次式で表される。

$$\begin{bmatrix} \hat{x}(k+1|k) \\ \hat{d}(k+1|k) \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} A & 0 \\ 0 & I \end{bmatrix} \begin{bmatrix} L_x \\ L_d \end{bmatrix} [C \ I] \begin{bmatrix} \hat{x}(k|k-1) \\ \hat{d}(k|k-1) \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} B \\ 0 \end{bmatrix} u(k) + \begin{bmatrix} L_x \\ L_d \end{bmatrix} y(k) \quad (15)$$

以上より、MPCと観測器を組み合わせた全体的な構成は Fig. 11 のように表される。

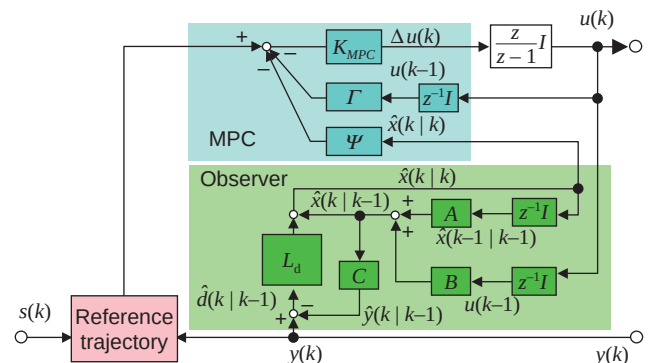


Fig. 11 Block diagram of MPC with disturbance observer

5. シミュレーションによる動作検証

5.1. 条件

MPCロジックは複雑で大規模になるため、実際のエンジンに適用する前に、アルゴリズムのデバッグと事前キャリブレーションをおこなうためにエンジンシミュレータを用いて動作検証をおこなった。用いたエンジンシミュレータの条件は以下のとおりである。

- ・エンジン性能解析用1次元流体シミュレーションソフト GT-Power Ver6.1
- ・ニューラルネットワークを用いた「平均値モデル」(MeanV Cyl)

Fig. 12にシミュレーション環境の構成図を示す。図の環境では、実際のエンジンで使用する制御アルゴリズムをMATLAB/simulinkにより記述し、これをGT-Powerと練成させている。これにより、実際のエンジンと同様の動特性を持つ制御対象を用いて制御アルゴリズムの動作の検証をおこなうことができる。

5.2. 結果

エンジン回転数および燃料噴射量を一定の条件において、目標値応答シミュレーションをおこなった。

MPCには複数のキャリブレーションパラメータが存在する。それらのキャリブレーションパラメータは、一般に知られているMPCのチューニング指標⁽¹¹⁾により選定し、シミュレーションを実施しオーバーシュートが少なく応答性が速い出力特性になるように最終的に決定した。ここでは一例として、一致点パラメータの影響について述べる。一致点パラメータとは、制御入力決定するための最適化演算において、出力の目標値から求まる参照軌道に予測値を予測ホライズン期間のどのステップで一致させるかを規定するキャリブレーションパラメータである。

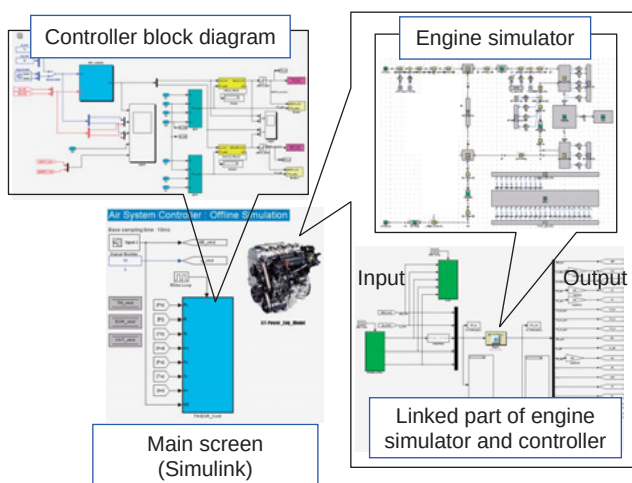


Fig. 12 Simulation environment

Fig. 13 および Fig. 14 に目標値応答シミュレーション結果を示した。予測ホライズン期間全域に一致点を設定した場合の結果を Fig. 13 に示した。十分に速い出力の応答が得られているが、特に出力が変化している過渡期間では、スロットルバルブ開度および EGR バルブ開度の入力変数に不安定な振動的挙動が発生する傾向がみられた。一方、一致点を予測ホライズン期間の初期と最終端の2点のみに設定した場合の結果をFig. 14に示した。入出力ともに応答、安定性が良く、比較的バランスが良い結果が得られた。また、

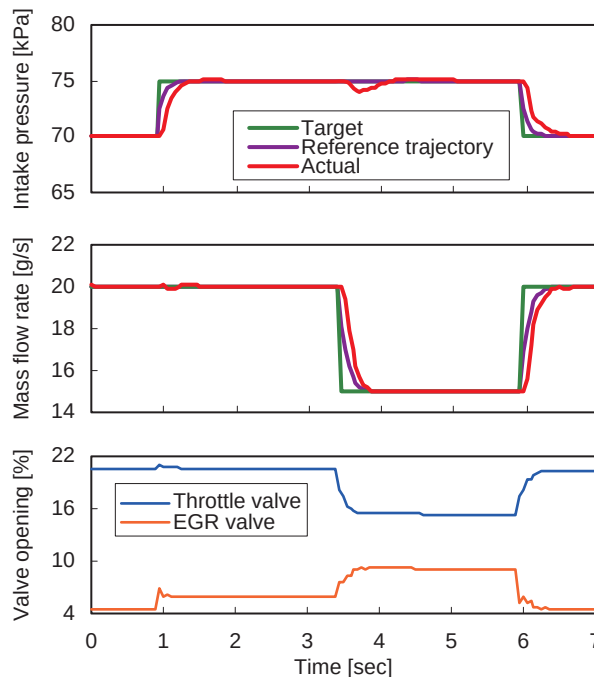


Fig. 13 Simulation results for variable coincidence point

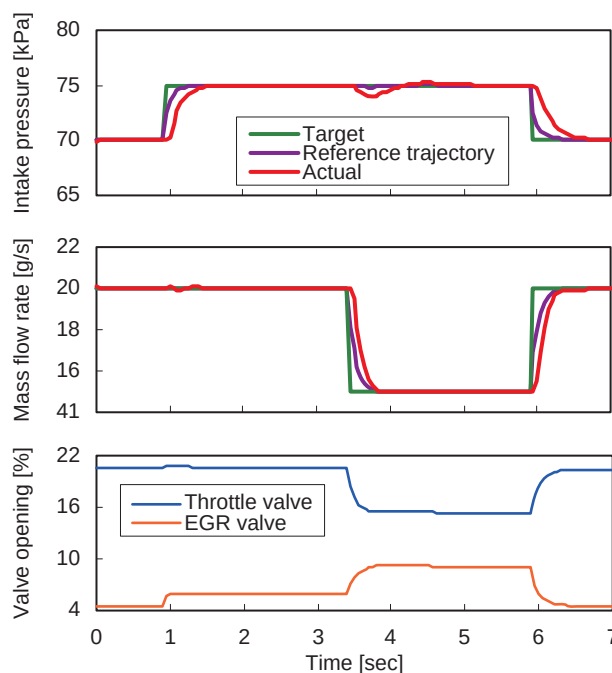


Fig. 14 Simulation results with variation of target value

一致点を少なく設定することで、ECUの計算負荷を軽減させることができる。

シミュレーション結果は、独立した二つの目標値変化に対し、干渉によるハンチングを発生することなく二つの出力値がすばやく収束し、MPCが意図どおりに動作していることを示している。

6. 実機による動作検証

次に実車にて MPC および従来制御手法のそれぞれを用いた目標値応答試験を実施した。条件はエンジン回転数と燃料噴射量を一定とした定常運転とした

Fig. 15に新気流量の目標値一定での吸気チャンバ圧力目標値ステップ応答の試験結果を示す。ここでは目標値への応答速度の指標として目標値の90%に到達する時間(90%応答時間、以下T90)で比較する。従来制御では、減少方向の場合T90は約500msec(図中a)、また増加方向の場合T90は約2sec以上(図中b)を要している。これらに対しMPCでは、多少オーバーシュートはあるものの減少増加方向によらずT90は約200msec(図中c、d)であり、従来制御に対して応答速度が速い。また、新気流量の目標値に対して従来制御では実際の出力が多少ゆらいでおり、収束しきれていない。

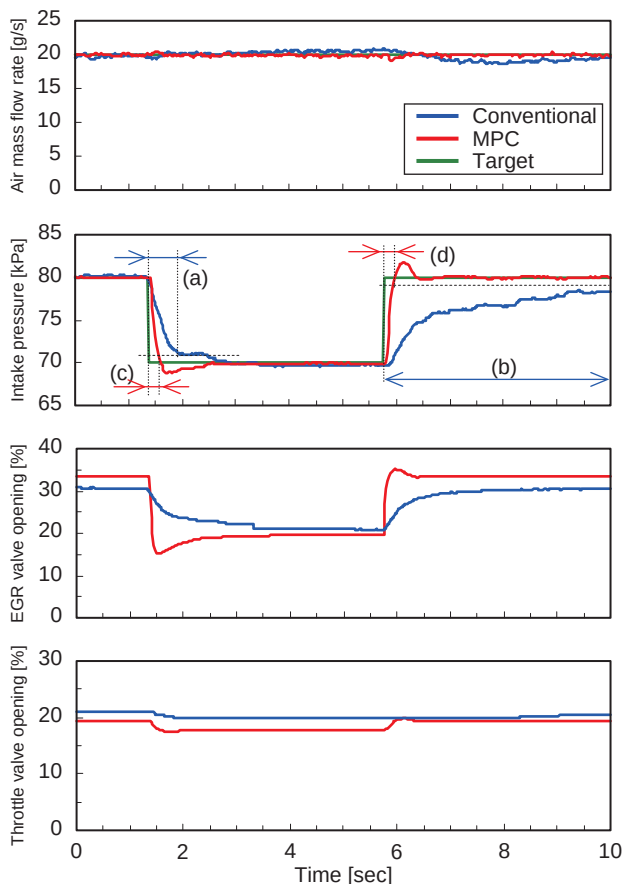


Fig. 15 Test results with variation of target pressure controlled by MPC

Fig. 16に吸気チャンバ圧力目標値一定での新気流量目標値ステップ応答の試験結果を示す。従来制御ではT90は約800msecである(図中e)。さらに一定の吸気チャンバ圧力目標値に対し、干渉の影響により実際の圧力が変動してしまう挙動が見られる。これに対しMPCはT90で約200msecであり(図中f)、干渉による圧力変動を生じることなく従来制御に対して速い応答速度を実現できた。

以上から、エンジンシミュレータでの結果同様にMPCを適用することにより、独立したそれぞれの目標値に二つの出力をすばやく収束させることができた。

本試験条件において、MPC制御は従来制御に対し目標値への収束時間が2.5倍以上速くなった。また吸気チャンバ圧力の目標値を増加させた場合および新気流量の目標値を変化させた場合、改善効果が大きくなった。

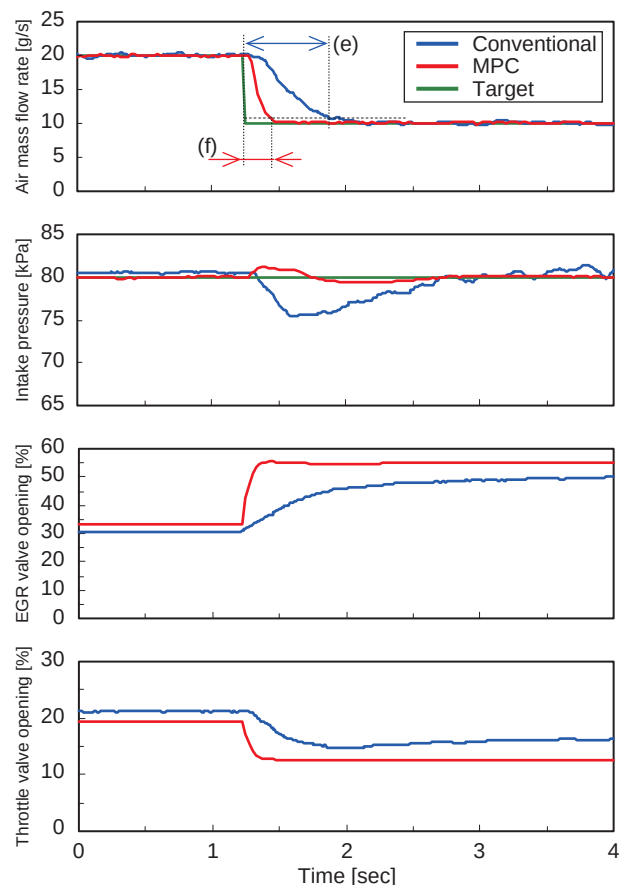


Fig. 16 Test results with variation of target mass flow controlled by MPC

7. まとめ

多入力多出力干渉系であるディーゼルエンジン吸気系にMPCを用いた吸気制御を適用し、以下に示す項目を実証した。

(1) システム同定による多変数ARXモデルおよびノズルの式に基づくアクチュエータ流量特性の非線形補償によ

り MPC の内部モデルを構築した。これにより精度の高い内部モデルを得ることができた。

- (2) ディーゼルエンジンの吸気制御に MPC を適用した。その結果、二つの出力を独立したそれぞれの目標値にすばやく収束させることができ、従来制御に対し 2.5 倍以上速い収束時間を実現した。

1 章で述べたとおり吸気状態の偏差はエミッション、燃焼音などエンジン性能の低下要因となる。このため、吸気状態の速応性を向上できる MPC を用いた吸気制御の適用により、過渡時のエミッション、燃焼音などの改善が期待できる。

今後は、エンジン回転数や燃料噴射量に変化する過渡状態を含めた全運転領域で動作するようアルゴリズムを改良し、さまざまな先進燃焼技術の実現のためより高精度な吸気制御システムの実用化を目指していく。

参考文献

- (1) Neely, G. D., Sasaki, S., Huang, Y., Leet, J. A., Stewart, D. W.: New Diesel Emission Control Strategy to Meet US Tier 2 Emissions Regulations, SAE Paper, 2005-01-1091 (2005)
- (2) Wada, K., Suzuki, N., Satoh, N., Morita, T., Yamaguchi, S., Ohno, H.: Study on Emission Reducing Method with New Lean NO_x Catalyst for Diesel Engines, SAE Paper, 2007-01-1933 (2007)
- (3) 大塚敏之: 非線形 Receding Horizon 制御の計算方法について, 計測と制御, 第41巻 第5号, p.366-371 (2002)
- (4) 浜松正則, 加賀谷博昭, 河野行伸: 非線形 Receding Horizon 制御の自動操船システムへの適用, 計測自動制御学会論文集, Vol.44, No.8, p.685-691 (2008)
- (5) 日本機械学会: 機械工学便覧基礎編 - A5 流体力学, 丸善, p.58 (1986)
- (6) 自動車技術会: 自動車の制御技術, 朝倉書店, p.17-19 (1997)
- (7) 斉藤孟, 小泉睦男: 工業熱力学, 共立出版株式会社, 193p. (1978)
- (8) 増淵正美, 川田誠一: システムのモデリングと非線形制御, コロナ社, p.230-233 (1996)
- (9) 足立修一: 制御のための上級システム同定, 東京電機大学出版局, 325p. (2004)
- (10) 片山徹: システム同定一部分空間法からのアプローチ, 朝倉書店, p.69-74 (2004)
- (11) Maciejowski, J.M., 足立修一, 菅野政明訳: モデル予測制御, 東京電機大学出版局, 397p. (2005)

■ 著 者 ■



上野 将樹



岩垂 光宏



足立 修一