

Adaptive Regelung und Signalaufbereitung der Verbrennungsschwerpunktlage

Manus Thiel, IAV

manus.thiel@iav.de

Monica Siepmann, IAV

Torsten Jeinsch, Universität Rostock

Matthias Schultalbers, IAV

Zusammenfassung

Unter der Voraussetzung vorhandener Brennraumdrucksensoren wird ein Konzept zur Verbesserung der Verbrennungsschwerpunktlageregelung vorgestellt. Der entwickelte Regler basiert auf der Idee von Model Free Adaptive Control (MFAC) und benötigt somit kein Modell des Verbrennungsprozesses. Die aus dem MFAC generierten Informationen über den Prozess werden darüber hinaus zur Signalaufbereitung der Verbrennungsschwerpunktlage genutzt. Zur Entwicklung und zum Testen der neuen Konzepte sowie zum Vergleich mit aktuell verwendeten Verfahren in einer Simulationsumgebung wurde ein Entrainment Verbrennungsmodell verwendet. Durch Anpassung des Modells an reale Messdaten eines Versuchsmotors war ein qualitativ korrektes Ein-/ Ausgangsverhalten zu erreichen. Die Simulationsergebnisse zeigen ein gutes Führungsfolgeverhalten des Reglers. Die Anwendung des entwickelten Konzepts zur Signalaufbereitung auf reale Messdaten lässt Vorteile gegenüber einer gewöhnlichen Signalfilterung erkennen.

1 Einleitung

Eine Abkehr vom Verbrennungsmotor als den führenden Antrieb im Individualverkehr ist in den nächsten 15 Jahren nicht zu erwarten [1]. Zur Einhaltung der steigenden gesetzlichen Anforderungen an Abgasemissionen bei gleichbleibender Motorleistung ist somit eine Optimierung des Motorwirkungsgrades notwendig. Neben konstruktiven Maßnahmen können durch neue und verbesserte Steuerungs- und Regelungskonzepte vorhandene Potentiale des Verbrennungsmotors ausgenutzt werden. Neue Sensoren bieten zudem die Möglichkeit, zusätzliche Signale für die Regelung zu verwenden. Unter der Voraussetzung eines ausreichend hohen Nutzens, ist in naher Zukunft mit der Einführung von Brennraumdrucksensoren in Serienfahrzeugen zu rechnen [2].

Aus dem Brennraumdrucksignal generierte Informationen erlauben eine Maximierung des indizierten Mitteldrucks p_i im Zylinder auf Grundlage der Verbrennungsschwer-

punktlage α_{50} . Durch die damit gesteigerte Leistung bei konstantem Kraftstoffeinsetz folgt ein höherer Wirkungsgrad des Motors. Da sich der Zusammenhang zwischen α_{50} und p_i jedoch mit dem Betriebspunkt und äußeren Einflüssen verändert [3], erhöht sich der Applikationsaufwand für eine entsprechende Steuerung und Regelung erheblich. Zudem kann eine optimale Leistung zunächst nur bei konstanten äußeren Bedingungen und unveränderlichem Motorverhalten garantiert werden.

Um sowohl den Applikationsaufwand zu verringern als auch optimale Leistung bei z.B. durch Alterung bedingtem, verändertem Motorverhalten zu erreichen, bieten sich selbst-einstellende Regelungsverfahren an. Konzepte dazu sind in [5] und [4] sowie ausführlicher in [3], [10] und [2] zu finden. Im Folgenden wird unter der Voraussetzung einer bekannten optimalen Verbrennungsschwerpunktlage ein auf Model Free Adaptive Control [9] basierendes Regelverfahren vorgestellt. Das Konzept wird weiterhin dazu verwendet, eine Signalaufbereitung der Verbrennungsschwerpunktlage zu realisieren.

2 Beschreibung und Simulation der Regelstrecke

Die betrachtete Strecke beinhaltet den Verbrennungsprozess innerhalb eines Zylinders im Ottomotor. Als Eingangsgrößen dienen der Zündwinkel θ_{ZW} , das ist der Kurbelwellenwinkel bei dem die Verbrennung durch die Zündkerze eingeleitet wird, sowie für die Verbrennung relevante Zustände beim Schließen des Einlassventils. Dazu zählen die normierte Brennraumluftmasse $m_{Bl,n}$, das Verbrennungsluftverhältnis λ , die Motordrehzahl n_M , der Restgasanteil x_{Agr} , die Temperatur im Zylinder T_0 und der Kurbelwellenwinkel bei Einlass schließt θ_{ES} . Die für die Optimierung der Leistung nötigen Ausgangsgrößen sind durch den maximalen Zylinderdruck während der Verbrennung p_{max} , den indizierten Mitteldruck p_i und der Verbrennungsschwerpunktlage α_{50} gegeben. Letztere lassen sich bei gemessenem Druckverlauf $p(\theta)$ innerhalb des Zylinders durch Integration

$$p_i = \frac{1}{V_h} \oint p(\theta) dV(\theta) \quad (1)$$

bzw. durch z.B. schnelle Heizverlaufsberechnung

$$\frac{dQ_H}{d\theta} = \left(1 + \frac{c_v}{R}\right) p \frac{dV(\theta)}{d\theta} + \frac{c_v}{R} V(\theta) \frac{dp(\theta)}{d\theta} \quad (2)$$

$$T(\theta) = p(\theta) V(\theta) \frac{T_0}{p(\theta_{ES}) V(\theta_{ES})} \quad (3)$$

$$\alpha_{50} \approx \theta (\max(Q_H)/2) \quad (4)$$

ermitteln [2]. Das Zylindervolumen $V(\theta)$ ergibt sich aus der Kurbeltriebgeometrie und V_h bezeichnet das Hubvolumen. Benötigte Stoffgrößen sind die spezifische Wärmekapazität c_v und die Gaskonstante R . Mit der in Gleichung (3) berechneten Temperatur ergibt sich der Heizverlauf $\frac{Q_H}{d\theta}$. Die Beziehung in (4) ist aufgrund der fehlenden Berücksichtigung der Wandwärmeverluste nur näherungsweise gültig. Ein beispielhafter Druckverlauf und die daraus mit Gleichungen (1)-(4) ermittelten Größen sind in Abbildung 1 gezeigt.

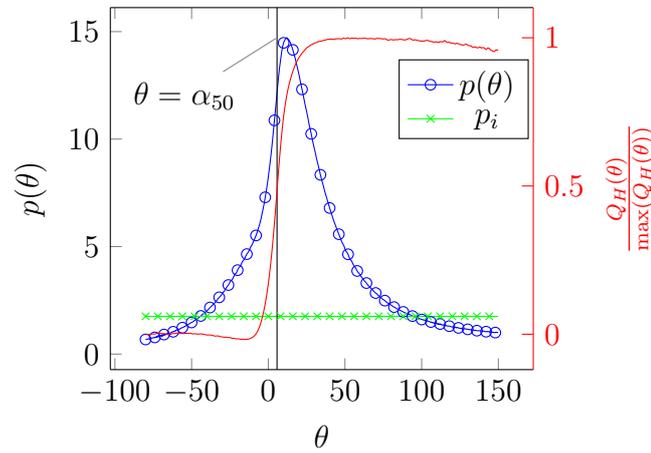


Abbildung 1: Druckverlauf und daraus ermittelter indizierter Mitteldruck und Heizverlauf.

2.1 Streckeneigenschaften

In Abbildung 2 ist der qualitative Zusammenhang der Ausgangsgrößen p_i , p_{max} und α_{50} von $m_{Bl,n}$, n_M und θ_{ZW} gezeigt. Bei Variation einer Größe sind die jeweils anderen konstant gehalten. Alle weiteren, zu Beginn des Abschnitts genannten Eingangsgrößen werden als konstant bei konstanter Drehzahl, Brennraumluftmasse und konstantem Zündwinkel vorausgesetzt. Der Effekt unabhängiger Variationen dieser Größen ist daher nicht gezeigt.

Offenbar besteht eine als linear anzunehmende Abhängigkeit der Ausgangsgrößen von $m_{Bl,n}$. Im Gegensatz dazu sind die Abhängigkeiten zu θ_{ZW} und n_M nichtlinear. Bei simultaner Veränderung mehrerer Eingangsgrößen sind zudem Kopplungen zwischen den verschiedenen Ein- und Ausgangsgrößen zu beachten. Eine Modellierung der Strecke einzig auf Grundlage der gezeigten Ein- und Ausgangswerte über einen großen Betriebsbereich

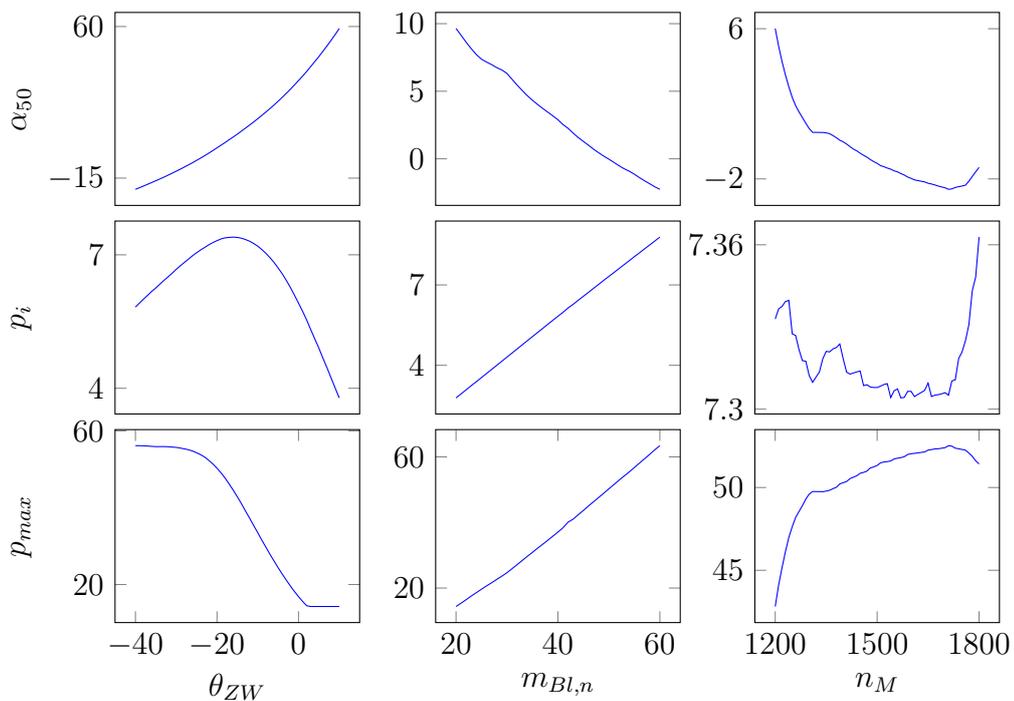


Abbildung 2: Qualitatives Verhalten der Ausgangsgrößen bei Variation einzelner Eingangsgrößen.

ist somit, falls überhaupt möglich, sehr schwierig. Zu beachten ist weiterhin, dass es sich bei der Verbrennung auf der betrachteten Skala um ein rein statisches System handelt. Das heißt, dass bei gleichen Eingangswerten unmittelbar die jeweiligen Ausgangswerte resultieren, unabhängig vom Ablauf der letzten Verbrennungen.

Eine weitere Eigenschaft der Strecke ist in Abbildung 3 zu sehen. Dort sind ermittelte Werte für α_{50} und p_i eines Versuchsmotors bei konstanten Eingangsgrößen gezeigt. Offenbar gibt es erhebliche Unterschiede zwischen aufeinanderfolgenden Verbrennungen. Die Gründe für diese Zyklenschwankungen sind vielfältig und deren Erfassung ist sehr komplex. Eine ausführliche Untersuchung und der Versuch zur Modellierung dieser Schwankungen wurde in [8] unternommen.

2.2 Simulation der Strecke

Für die Simulation motorischer Verbrennungsprozesse sind eine große Anzahl verschiedener Modelle entwickelt worden. Ein Überblick über diese ist in [6] zu finden. Aufgrund der angemessenen Komplexität und guten qualitativen Wiedergabe der beschriebenen Eigenschaften wurde das im Rahmen der Forschungsvereinigung Verbrennungskraftmaschinen entwickelte und implementierte Zylinder-Modul mit Entrainment-Verbrennungsmodell verwendet [7].

Beim Entrainment-Modell handelt es sich um ein Zwei-Zonen-Modell. Dieses unterteilt den Zylinder in einen unverbrannten Bereich mit einem homogenen Luft-, Kraftstoff- und Restgasgemisch und einen verbrannten Bereich mit Abgas. Getrennt werden beide Bereiche durch eine Flammenfront, die aus thermodynamischer Sicht zur unverbrannten Zone gehört. Die Geschwindigkeit u_{Ff} , mit der sich die Flammenfront im Zylinder in Richtung unverbrannte Zone ausbreitet, setzt sich aus einem laminaren und einem turbulenten Anteil zusammen. Gemeinsam mit der aktuellen Oberfläche der Flammenfront A_{Ff} und der Dichte in der unverbrannten Zone ρ_{uv} ergibt sich der Massenstrom

$$\frac{dm_{uvF}}{dt} = \rho_{uv} A_{Ff} u_{Ff} \quad (5)$$

in die Flammenfront. Der Massenstrom aus der Flammenfront in die verbrannte Zone und somit die durch die Verbrennung umgesetzte Masse des Kraftstoffgemisches lässt sich mit

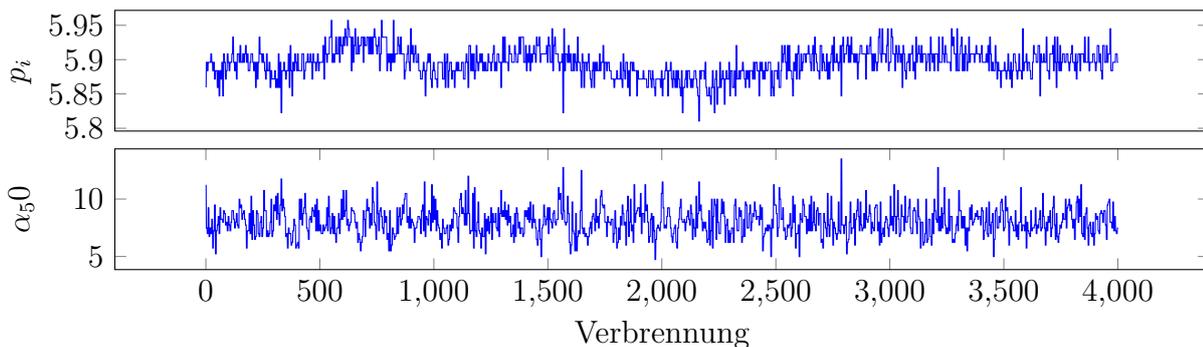


Abbildung 3: Darstellung der Zyklenschwankungen von α_{50} und p_i .

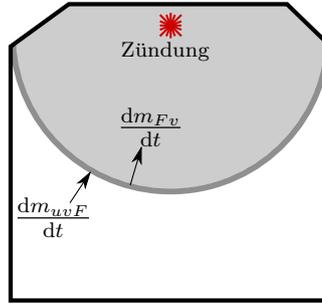


Abbildung 4: Schematische Darstellung des Entrainment Verbrennungsmodells.

Hilfe der charakteristischen Brenndauer τ_L durch

$$\frac{dm_{Fv}}{dt} = \frac{m_{Ff}}{\tau_L} \quad (6)$$

modellieren. Die Änderung der Masse in der Flammenfront $\frac{dm_{Ff}}{dt}$ folgt aus der Differenz zwischen Gleichung (5) und (6). Die Modellvorstellung des Entrainment-Verbrennungsmodells ist in Abbildung 4 dargestellt.

Eingebettet in eine Prozessrechnung für beide Zonen des Zylinders kann mit dem Entrainment-Modell der Druckverlauf simuliert werden. Weitere Details zur Modellierung sind in [7] zu finden.

Für eine möglichst realitätsnahe Simulation wurde das Modell mit den Eingangsgrößen $m_{Bl,n}$, n_M , λ und θ_{ZW} an reale Messgrößen eines Versuchsmotors angepasst. Dazu fand eine Messung aller am Anfang des Abschnitts genannten Ein- und Ausgangswerte der Strecke bei verschiedenen vorgegebenen Lasten und Drehzahlen statt. Bei gleichen Eingangswerten und vorgegebener Zylindergeometrie benötigt das Simulationsmodell basierend auf dem Entrainment-Modell die Vorgabe eines einzelnen Turbulenzparameters C_0 , der Einfluss auf den turbulenten Teil der Flammengeschwindigkeit u_{Ff} hat. Für die gemessenen Betriebspunkte wurde der jeweils passende Parameter durch Minimierung des Fehlers zwischen dem gemessenen und simulierten Zylinderdruckverlauf ermittelt. Vergleiche zwischen gemessenen und simulierten Werten sind in Abbildung 5 gezeigt.

Die simulierten Druckverläufe stimmen sehr gut mit den gemessenen überein. Bis auf einen annähernd konstanten Offset gilt das auch für die Verbrennungsschwerpunktlagen. Das qualitative Verhalten des Simulationsmodells entspricht offenbar dem realen Verhalten der Stecke und auch quantitativ sind nur geringe Unterschiede zu erkennen. Für die Abbildung der Zyklenschwankungen im Modell erwies sich die Störung des Zündwinkels durch eine normalverteilte Zufallszahl als die effektivste Lösung.

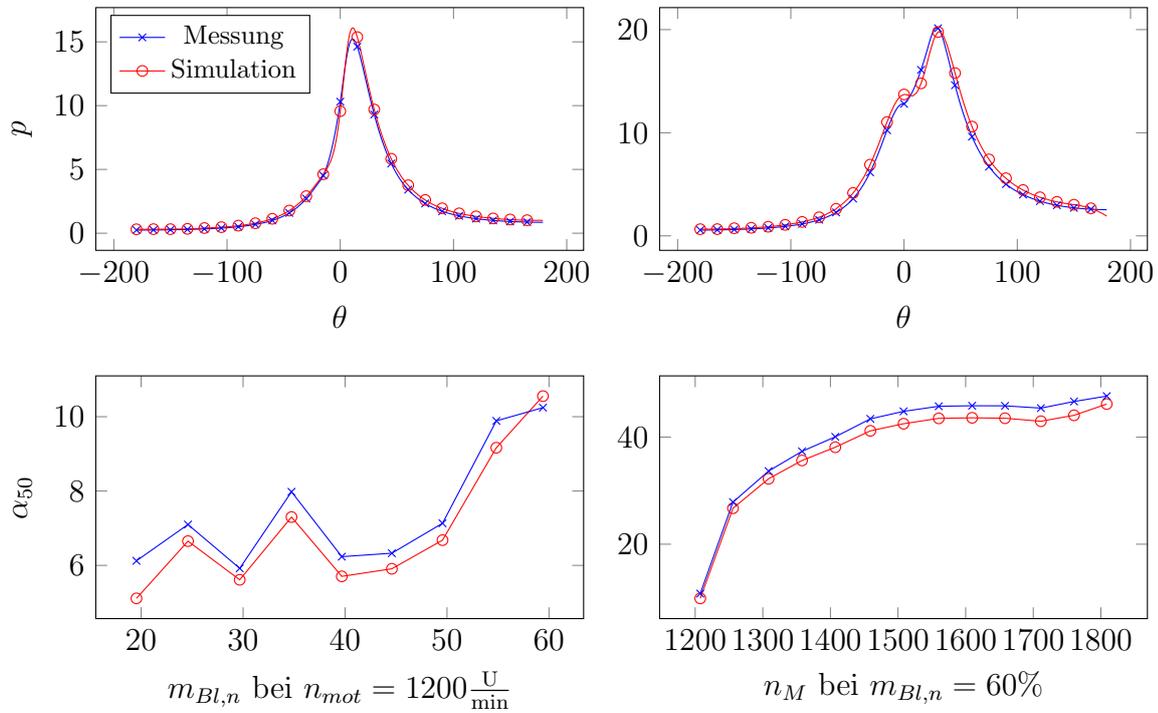


Abbildung 5: Vergleich von Messdaten mit Simulationsergebnissen. Die oberen Abbildungen zeigen den Druckverlauf. Die unteren Abbildungen zeigen die Verbrennungsschwerpunktlage bei bestimmten Kombinationen von n_M und $m_{Bl,n}$.

3 Model Free Adaptive Control

Das Verfahren Model Free Adaptive Control (MFAC) basiert auf einer Idee zur dynamischen Linearisierung von allgemeinen diskreten Systemen der Form¹ [9]

$$y(k+1) = f(y(k), \dots, y(k-n), u(k), \dots, u(k-m)). \quad (7)$$

Der Systemausgang ist eine unbekannte, nichtlineare Funktion f der vergangenen Ein- und Ausgangswerte des Systems. Die Anzahl der relevanten vergangenen Zeitschritte $n+1$ bzw. $m+1$ ist ebenfalls unbekannt. Die Compact Form Dynamic Linearization (CFDL) bezeichnet dabei die strukturell einfachste Form dieser Linearisierung. In [9] wird gezeigt, dass unter der Annahme der stetigen Differenzierbarkeit sowie unter der Einhaltung der Lipschitz Bedingung des Systems (7) bezüglich $u(k)$ die Linearisierung

$$y(k+1) - y(k) = \phi_C(k) (u(k) - u(k-1)) \quad (8)$$

möglich ist. Aufgrund der Abhängigkeit von den momentanen Ein- und Ausgangsgrößen des Systems ist ϕ_C im Allgemeinen stark zeitabhängig.

Um die dynamische Linearisierung aus Gleichung (8) verwenden zu können, muss der Parameter ϕ_C zu jedem Zeitschritt identifiziert werden. Dazu schlägt [9] die Kostenfunk-

¹Im Folgenden ist ausschließlich der Fall eines Systems mit einer Eingangs- und einer Ausgangsgröße beschrieben. In [9] wird MFAC auch auf Mehrgrößensysteme angewendet.

tion

$$J(\phi_C(k)) = |y(k) - y(k-1) - \phi_C(k)(u(k-1) - u(k-2))|^2 + \mu |\phi_C(k) - \phi_C(k-1)|^2 \quad (9)$$

vor. Durch die Minimierung $\min_{\phi_C(k)} J(\phi_C(k))$ der Kostenfunktion (9) wird der Fehler zwischen dem wahren Systemausgang und dem Ausgang des linearisierten Systems minimiert. Zusätzlich ist eine Dämpfung der Veränderung des geschätzten Parameters über den Gewichtungsfaktor μ möglich. Der resultierende Identifikationsalgorithmus lautet

$$\phi_C(k) = \phi_C(k-1) + \frac{\Delta u(k-1)}{\mu + \Delta u(k-1)^2} [\Delta y(k) - \phi_C(k-1)\Delta u(k-1)] \quad (10)$$

mit $\Delta u(k-1) = u(k-1) - u(k-2)$ und $\Delta y(k) = y(k) - y(k-1)$.

Der MFAC-Regelalgorithmus mit der CFDL basiert auf der Minimierung des Fehlers zwischen der vorgegebenen Referenz r und der Vorhersage durch die Linearisierung aus Gleichung (8). Durch zusätzliches gewichten der Änderung der Stellgröße ergibt sich die Kostenfunktion

$$J(u(k)) = |r - y(k+1)|^2 + \lambda |u(k) - u(k-1)|^2. \quad (11)$$

Aus der Minimierung $\min_{u(k)} J(u(k))$ resultiert schließlich der Regelalgorithmus

$$u(k) = u(k-1) + \frac{\phi_C(k)}{\lambda + \phi_C(k)^2} (r - y(k)). \quad (12)$$

4 Adaptive Verbrennungsschwerpunktlageregelung

Die grundsätzliche Struktur der Verbrennungsschwerpunktlageregelung, wie sie auch in [2] und [10] verwendet wurde, ist in Abbildung 6 gezeigt. Die Soll-Lage des Verbrennungsschwerpunktes zusammen mit dessen aktueller Ist-Lage sind die Basis für die Regelung der Zündwinkelabweichung $\theta_{\Delta,ZW}$. Der im Motor vorgegebene Zündwinkel berechnet sich aus der Addition von der geregelten Zündwinkelabweichung $\theta_{\Delta,ZW}$ und einem vorgesteuerten Zündwinkel $\theta_{ZW,vor}$. Der vorgesteuerte Zündwinkel sowie die Soll-Lage von α_{50} sind meist durch ein Kennfeld über Motordrehzahl und normierter Brennraumluftmasse vorgegeben. Die Regelung auf einen Sollwert $\alpha_{50,soll}$ ermöglicht zum einen den Ausgleich von Fehlern in der vorgesteuerten Verbrennungsschwerpunktlage, die z.B. aus Veränderungen im Zündsystem oder sich verändernden Randbedingungen resultieren. Zudem ermöglicht die Struktur in Abbildung 6 eine Veränderung von $\alpha_{50,soll}$ durch Optimierung auf Grundlage des indizierten Drucks p_i . Ansätze dafür sind in [3], [10] und [2] beschrieben. Letztere verwenden aufgrund des statischen Verhaltens des Systems einen I-Regler bzw. ein entsprechendes adaptives Kennfeld als Verbrennungsschwerpunktlageregler.

In Abschnitt 3 wurde gezeigt, dass durch die Verwendung der Compact Form Dynamic Linearization für die Reglerentwicklung ein statisches Streckenverhalten angenommen

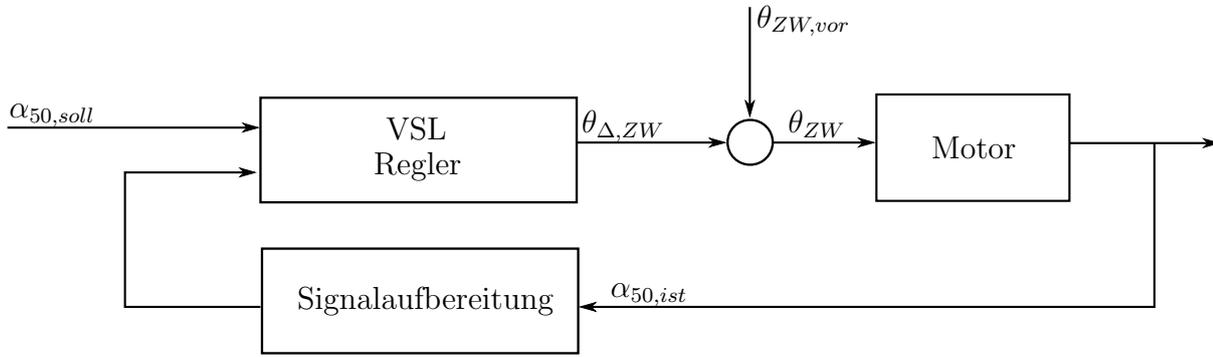


Abbildung 6: Struktur des Verbrennungslagereglers.

wird (siehe Gleichung (8)). Aufgrund der ebenfalls statischen Abhängigkeit des Verbrennungsschwerpunktes von den Eingangsgrößen, bietet sich eine Anwendung von MFAC auf diese Strecke an. Eine entsprechende Regelung wurde durch eine leichte Erweiterung des MFAC-Algorithmus (12) umgesetzt. Die verwendete Struktur

$$\theta_{\Delta,ZW}(k) = \theta_{\Delta,ZW}(k-1) + \frac{\phi_C(k)}{\lambda + \lambda_2 \Delta\theta_{ZW,vor}(k) + \phi_C(k)^2} (\alpha_{50,soll} - \alpha_{50,ist}) \quad (13)$$

sorgt durch die Gewichtung der vorgesteuerten Zündwinkeländerung mit λ_2 dafür, dass der Regler bei Arbeitspunktwechseln zunächst nur eine sehr geringe Änderung der Zündwinkelabweichung vorgibt. Ein Überschwingen der α_{50} Lage bei korrekter Vorsteuerung wird damit vermieden. Zur Beurteilung der Performance sind Simulationen mit sprunghaftigen Arbeitspunktwechseln durchgeführt worden. Die Ergebnisse der Struktur des geschlossenen Regelkreises aus Abbildung 6 sind jeweils mit einem I-Regler und dem MFAC Ansatz in Abbildung 7 gezeigt. Die Werte für $\alpha_{50,soll}$ und $\theta_{ZW,vor}$ wurden dabei so gewählt, dass der vorgesteuerte Zündwinkel bereits die Soll-Lage des Verbrennungsschwerpunktes einstellt (Abbildung 7(a)) bzw. einen Fehler zwischen $\alpha_{50,soll}$ und $\alpha_{50,ist}$ generiert (Abbildung 7(b)).

In Abbildung 7(a) ist bis auf einen geringen Überschwinger des I-Reglers kein Unterschied zwischen den beiden Verfahren zu sehen. In Abbildung 7(b) ist dagegen zu erkennen, dass sich mit MFAC die Soll-Lage deutlich schneller einstellt. Eine Erhöhung der Verstärkung des I-Reglers würde ebenfalls in einem schnelleren Abklingen des Fehlers resultieren, sorgt jedoch für Schwingungen um die Soll-Lage.

4.1 Adaptive Signalaufbereitung mit der CFDL

Die zyklischen Schwankungen, die in Abbildung 3 zu sehen sind, stellen ein Problem für die Regelung auf $\alpha_{50,soll}$ dar. Um zu vermeiden, dass der Regler auf jede Schwankungsbewegung der Verbrennungsschwerpunktlage reagiert ist eine Aufbereitung von $\alpha_{50,ist}$ z.B. durch Mittelwertbildung in einem definierten Fenster zweckmäßig [2]. Der Einfluss der zyklischen Schwankungen auf die Regelung lässt sich ebenfalls durch eine geringe Verstärkung eines integralen Reglers verringern [10]. Bei schnellen Änderungen von $\alpha_{50,ist}$ durch Arbeitspunkt- oder Zündwinkelwechsel ist durch beide genannten Maßnahmen je-

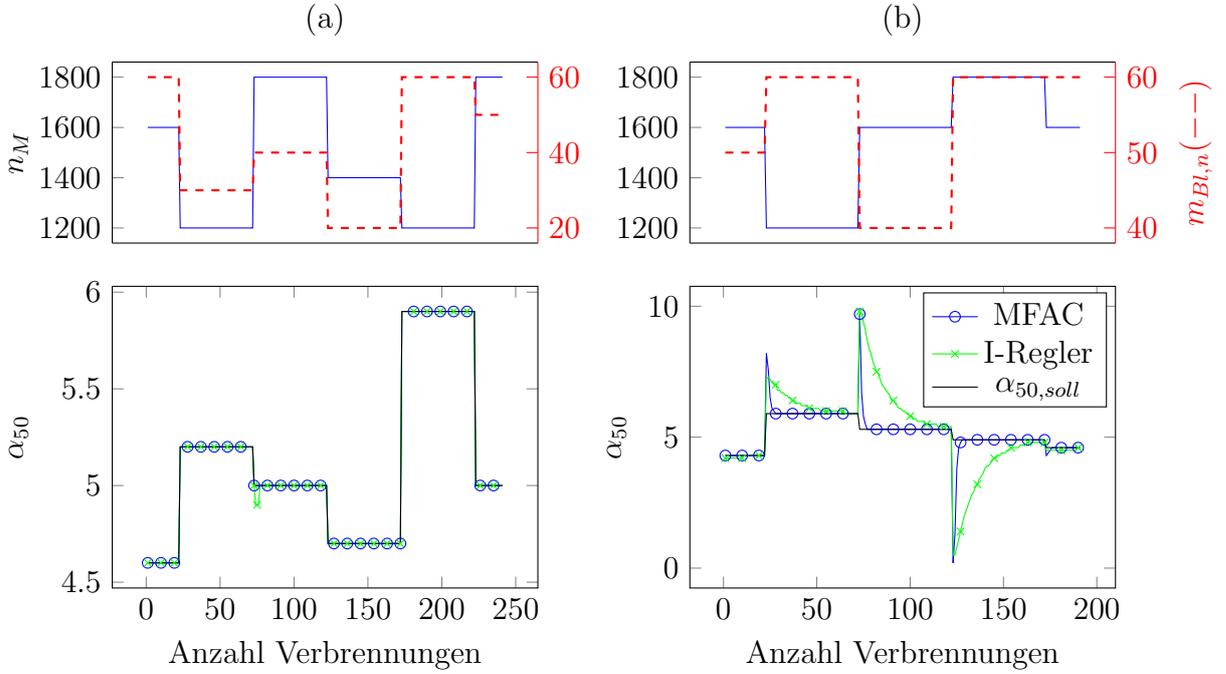


Abbildung 7: Vergleich der Regelgüte des MFAC Ansatzes mit einem integralen Regler. In (a) wird durch die Vorsteuerung bereits der Soll-Lage des Verbrennungsschwerpunktes eingestellt. In (b) erzeugt die Vorsteuerung einen Fehler zwischen $\alpha_{50,soll}$ und $\alpha_{50,ist}$.

doch nur eine langsame Regelung auf $\alpha_{50,soll}$ möglich. Ein schnelleres Filterverhalten bei schnellen Änderungen von $\alpha_{50,ist}$ kann durch Einbeziehen von Prozessinformationen erfolgen. Solche Informationen stehen mit dem MFAC Ansatz in Form der CFDL zur Verfügung.

Die Information über die Änderung der Verbrennungsschwerpunktlage in Abhängigkeit vom Zündwinkel wurde bereits für die Regelung (13) verwendet. Eine weitere Information beinhaltet eine CFDL des maximalen Drucks p_{max} in Abhängigkeit der normierten Brennraumluftmasse $m_{Bl,n}$. Da eine starke Korrelation zwischen p_{max} und $\alpha_{50,ist}$ besteht, können beide Informationen zur Filterung der Verbrennungsschwerpunktlage verwendet werden. Die vorhandenen Informationen in Form der jeweiligen CFDL mit dem Identifikationsalgorithmus lassen sich somit durch

$$\alpha_{50}(k+1) = \alpha_{50}(k) + \phi_{C,ZW}(k) (\theta_{ZW}(k) - \theta_{ZW}(k-1)), \quad (14)$$

$$\begin{aligned} \phi_{C,ZW}(k) &= \phi_{C,ZW}(k-1) \\ &+ \frac{\Delta\theta_{ZW}(k-1)}{\mu_{ZW} + \Delta\theta_{ZW}(k-1)^2} [\Delta\alpha_{50}(k) - \phi_{C,ZW}(k-1)\Delta\theta_{ZW}(k-1)], \end{aligned} \quad (15)$$

$$p_{max}(k+1) = p_{max}(k) + \phi_{C,mBl}(k) (m_{Bl,n}(k) - m_{Bl,n}(k-1)), \quad (16)$$

$$\begin{aligned} \phi_{C,mBl}(k) &= \phi_{C,mBl}(k-1) \\ &+ \frac{\Delta\theta_{mBl}(k-1)}{\mu_{mBl} + \Delta\theta_{mBl}(k-1)^2} [\Delta p_{max}(k) - \phi_{C,mBl}(k-1)\Delta m_{Bl,n}(k-1)] \end{aligned} \quad (17)$$

zusammenfassen.

Die Gleichungen (14)-(17) wurden als Systembeschreibung in einem Extended Kalman Filter (EKF) umgesetzt. Die Korrelation zwischen den Größen p_{max} und α_{50} fand in

den Kovarianzen der Prozess- bzw. Messunsicherheiten Berücksichtigung. Das verwendete EKF kann somit für die Signalaufbereitung des Maximaldrucks sowie der Verbrennungsschwerpunktlage verwendet werden. Zusätzlich findet bereits die Schätzung von $\phi_{C,ZW}(k)$ statt und eine direkte Verwendung für die Regelung (13) ist möglich. Ein Vergleich zwischen dem entwickelten adaptiven Kalman-Filter und einem Tiefpassfilter ist in Abbildung 8 gezeigt.

Die Simulationsergebnisse zeigen, dass die Filterung des entwickelten Kalman Filters bei starken Schwankungen von $m_{Bl,n}$ bzw. θ_{ZW} deutlich schneller dem Wert des Modells ohne Zyklenschwankungen folgen. Zudem haben die Zyklenschwankungen bei konstanten Werten für $m_{Bl,n}$ und θ_{ZW} weniger Einfluss auf das gefilterte Signal als bei dem Tiefpass. Das wird durch die Anwendung auf Messergebnisse in Abbildung 8(b) bestätigt. Die dort häufiger auftretenden geringen Änderungen des Zündwinkels und der Brennraumluftmasse lassen das Signal des Kalman Filters jedoch insgesamt etwas stärker schwanken als das tiefpassgefilterte Signal.

4.2 Robustheit der vorgestellten Verfahren

Die Struktur der Regelung in Gleichung (13) gleicht grundsätzlich der Struktur eines I-Reglers mit adaptiver Verstärkung. Unterschiede in der Robustheit zu einem I-Regler sind daher nur durch die Parameterschätzung (10) zu erwarten. In [9] wurde gezeigt, dass für den geschätzten Parameter ϕ_C eine Begrenzung in Abhängigkeit des Rauschens auf dem Messsignal angegeben werden kann. Daraus folgt ebenfalls eine Beschränktheit des Regelfehlers mit MRAC. Robustheit gegenüber Messrauschen bzw. der starken Zyklenschwankungen im vorliegenden Problem ist somit gegeben. Robustheit gegen unmo-

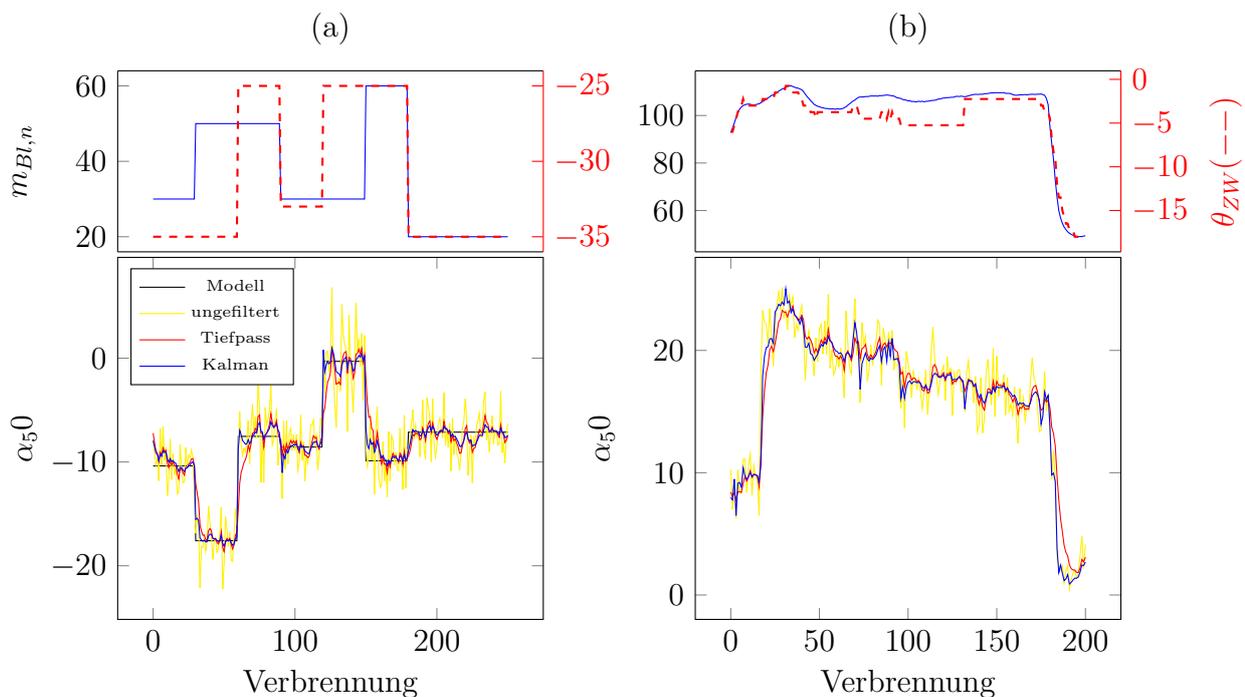


Abbildung 8: Vergleich des Kalman Filters basierend auf der CFDL mit einem Tiefpassfilter. (a): Simulationsergebnisse, (b): Ausschnitt aus Messungen

dellierte Dynamiken ist für MRAC nicht relevant, da keine explizite Modellierung des Problems stattfindet. Mit den gleichen Argumenten folgt die Robustheit ebenfalls für die Signalaufbereitung mittels EKF und CFDL.

5 Fazit

Es wurde die Anwendung von Model Free Adaptive Control in seiner Form der Compact Form Dynamic Linearization auf die Verbrennungslageregelung gezeigt. In der Simulation mit einem Entrainment-Verbrennungsmodell zeigte das Verfahren eine schnelle Regelung auf den Sollwert. Im Vergleich zu einem konventionellen integralen Regler erlaubt MFAC für das statische Systemverhalten eine explizite Berücksichtigung der Vorsteuerung. Dies ermöglicht eine grundsätzlich höhere Verstärkung der Regelung. Zudem stellt sich die Verstärkung durch den Adaptionalgorithmus je nach Betriebspunkt selbst ein. Die Verwendung der Information aus der CFDL ermöglichte zudem eine verbesserte Signalaufbereitung der Verbrennungsschwerpunktlage. Diese erlaubt eine schnellere Regelung auf die Soll-Lage und somit eine länger Ausnutzung eines höheren Wirkungsgrad im Ottomotor.

Um im realen Prozess eine Regelgüte wie in der Simulationsumgebung zu erreichen ist eine weitere Verbesserung der Signalaufbereitung notwendig. Dazu muss eine Berücksichtigung des Einflusses der Motordrehzahl auf α_{50} erfolgen. Ein genauere Prozessbeschreibung als die mit Hilfe der CFDL sollte zudem eine weitere Unterdrückung der Zyklenschwankungen im gefilterten Signal ermöglichen. Auf Grundlage einer verbesserten Signalverarbeitung ist eine genaue Adaption des Parameters ϕ_C und somit eine schnellere Regelung möglich.

Literatur

- [1] Leonhard, Rolf: *Der automobile Antrieb der Zukunft - weniger Emissionen, alternative Antriebe und regenerative Kraftstoffe*, 58. Internationales Motorpressekolloquium, 2007.
- [2] Müller, Norbert: *Adaptive Motorregelung beim Ottomotor unter der Verwendung von Brennraumdrucksensoren*, Fortschritt-Bereiche VDI Reihe 12 Nr.545, VDI Verlag, 2003.
- [3] Scotson, Peter G. und Wellstead, Peter E.: *Self-tuning optimization of spark ignition automotive engines*, Control Systems Magazine, IEEE, 1990.
- [4] Lee, Donghoon: *Closed-Loop Combustion Control of Advanced Internal Combustion Engines*, Doktorarbeit, The University of Michigan, 2011.
- [5] Gotter, Andreas: *Brennraumdruckbasierte Motorsteuerung für Ottomotoren*, Doktorarbeit, Haland Media, 2009.

- [6] Pischinger, Rudolf und Klell, Manfred and Sams, Theodor: *Thermodynamik der Verbrennungskraftmaschine*, Springer-Verlag, 2002.
- [7] Grill, M.: *Entwicklung eines allgemeingültigen, thermodynamischen Zylindermoduls für alle bekannten Brennverfahren*, Forschungsvereinigung Verbrennungskraftmaschinen Vorhaben Nr. 869, Institut für Verbrennungsmotoren und Kraftfahrwesen der Universität Stuttgart, 2008.
- [8] Wenig, M.: *Simulation der ottomotorischen Zyklenschwankungen*, Forschungsvereinigung Verbrennungskraftmaschinen Vorhaben Nr. 995, Institut für Verbrennungsmotoren und Kraftfahrwesen der Universität Stuttgart, 2012.
- [9] Hou, Zhongsheng und Jin, Shangtai: *Model Free Adaptive Control - Theory and Applications*, CRC Press - Taylor and Francis Group, 2014.
- [10] Kohlhase, Martin: *Brennraumdruckbasiertes Motormanagement für Otto- und Dieselmotoren zur Verbrauchs- und Emissionsreduktion*, Fortschritt-Bereiche VDI Reihe 12 Nr.743, VDI Verlag, 20011