

Methoden zur Reduzierung dynamischer Gemischfehler

Vom Fachbereich Elektrotechnik und Informatik
der Universität-Gesamthochschule Siegen
zur Erlangung des akademischen Grades

Doktor der Ingenieurwissenschaften
(Dr.-Ing.)

genehmigte Dissertation

VON

Diplom-Ingenieur Matthias Scherer

1. Gutachter: Prof. Dr.-Ing. habil. O. Loffeld
2. Gutachter: Prof. Dr.-Ing. L. Guzzella

Tag der mündlichen Prüfung: 11. Dezember 1998

Inhaltsverzeichnis

Danksagung

Zusammenfassung

ABSTRACT

1 Einleitung	1
2 Dynamische Gemischfehler	3
2.1 Gemischbildung	3
2.2 Ursachen dynamischer Gemischfehler	4
2.2.1 Nichtlineare Saugrohrdynamik	4
2.2.2 Pulsationen	6
2.2.3 Totzeiten	7
2.2.4 Wandfilmeffekte	8
3 Regelungstechnische Grundlagen	11
3.1 Zustandsbeobachter	11
3.1.1 Lineare deterministische Beobachter	15
3.1.2 Lineare stochastische Beobachter	18
3.1.2.1 Kalman-Filter	18
3.1.2.2 Wiener-Filter	23
3.1.3 Nichtlineare stochastische Beobachter	23
3.2 Zustandsregelungen	27
4 Modellbildung	29
4.1 Der Luftpfad	29
4.1.1 Die Saugrohrdynamik	29
4.1.2 Modellierung des geometrischen Öffnungsquerschnitts der Drosselklappe	34
4.1.3 Das Saugverhalten des Motors	39
4.1.4 Einflüsse der Saugrohrtemperatur	42
4.1.5 Einflüsse von Druckpulsationen	43
4.1.6 Sensoren zur Luftmassenbestimmung	46

4.2 Der Kraftstoffpfad	49
4.2.1 Einspritztechnik	49
4.2.2 Mathematische Modellbildung	51
4.2.3 Verbrennung und Restgaseffekte	58
4.2.4 Lambdasonden	63
5 Ein Extended Kalman-Filter zur Luftmassenbestimmung für ein saugrohrdruckbasiertes Einspritzsystem	65
5.1 Luftmassenschätzung im Zeitbereich	65
5.1.1 Modellgleichungen des Saugrohrmodells 2. Ordnung	65
5.1.2 Überführung in die Filterstruktur	67
5.1.3 Parametrierung und Simulation	71
5.1.4 Robustheit	75
5.1.4.1 Ursachen für Parameterabweichungen	75
5.1.4.2 Simulation von Störungen	77
5.2 Adaptive Luftmassenschätzung im Zeitbereich	80
5.2.1 Modellgleichungen des adaptiven Filters	81
5.2.2 Die Filterstruktur des adaptiven Kalman-Filters	82
5.2.3 Parametrierung und Simulation	86
5.2.4 Bewertung des Verfahrens aus praktischer Sicht	91
5.3 Adaptive Luftmassenschätzung im Kurbelwinkelbereich	92
5.3.1 Modellbildung im Kurbelwinkelbereich	92
5.3.1.1 Modellierung der Pulsationen in den Systemgleichungen	92
5.3.1.2 Das Gesamtmodell	95
5.3.2 Die Filterstruktur	98
5.3.3 Parametrierung des Störmodells	103
5.3.4 Ergebnisse mit Realdaten	106
6 Totzeitkompensation im Luftpfad	113
6.1 Lösungsansatz - zylinderindividuelle, korrigierte Lastprädiktion	113
6.2 Prädiktion des Öffnungsquerschnittes	114
6.2.1 Ein Modell der Drosselklappendynamik	114
6.2.2 Entwurf des Filters	116
6.2.3 Ermittlung der Filterparameter	120
6.2.3.1 Das Meßrauschen	120
6.2.3.2 Das Prozeßrauschen	121
6.2.3.3 Der Korrelationsparameter der Drosselklappengeschwindigkeit	124
6.2.4 Stabilitätsuntersuchung des Prädiktionsverfahrens	125
6.3 Integration der Drosselklappenprädiktion in das Lastschätzverfahren	128
6.4 Ergebnisse der Lastprädiktion	129
6.4.1 Ergebnis der Drosselklappenprädiktion	129
6.4.2 Ergebnis der Luftmassenprädiktion	133

7 Sensordatenfusion	137
7.1 Sensorintegration und Sensorfusion zur Lastbestimmung	137
7.2 Modellbildung zur Sensordatenfusion	139
7.2.1 Die Massenbilanzgleichung als Basis zur Luftmassenbestimmung	139
7.2.2 Das Systemmodell	140
7.2.3 Das Beobachtungsmodell	142
7.3 Ein Extended Kalman-Filter zur Sensordatenfusion	144
7.3.1 Die Filtergleichungen	144
7.3.2 Parametrierung	148
7.4 Ergebnisse mit Realdaten	149
8 Kompensation der Wandfilmdynamik	153
8.1 Identifikation der Wandfilmdynamik	153
8.1.1 Meßumgebung und Randbedingungen	153
8.1.2 Ergebnisse der Identifikation	157
8.1.3 Die identifizierten Parameter	159
8.2 Kompensation der Wandfilmdynamik	161
8.2.1 Kompensation durch ein invertiertes Modell (Model-Matching)	161
8.3 Zeitvarianter Zustandsregler mit Beobachter	164
8.3.1 Entwurf von Beobachter und Regler	164
8.3.2 Simulationsergebnisse der Kompensationsregelung	166
9 Anhang	169
9.1 Berechnung des geometrischen Öffnungsquerschnittes einer Drosselklappe	169
10 Formelzeichen und Abkürzungen	173
11 Literatur	177

Danksagung

Die vorliegende Arbeit entstand während meiner Tätigkeit als Doktorand in der Forschung der Daimler-Benz AG. Ganz besonders möchte ich meinem Doktorvater und Erstgutachter, Herrn Prof. Dr.-Ing. habil. O. Löffeld für die hochschulseitige Betreuung danken. Er hat mich in bemerkenswerter Weise mit fachlicher Unterstützung und vielen motivierenden Diskussionen in dieser Zeit begleitet.

Ebenso gilt mein besonderer Dank dem Zweitgutachter, Herrn Prof. Dr.-Ing. L. Guzzella. Seine Erfahrung im Bereich der Motorensystemtechnik und Thermodynamik, sowie die freundschaftliche Art seiner Betreuung war mir eine große Hilfe.

Die studentische Unterstützung hat einen wesentlichen Beitrag zu der Arbeit geleistet. Ich danke Herrn Dipl.-Ing. Rudolf Wilczek, Herrn Dipl.-Ing. Martin Hart, Herrn Dipl.-Ing. Thomas Ganser und Herrn Dipl.-Ing. Martin Geppert, die im Rahmen ihrer Diplomarbeiten großes Engagement gezeigt haben.

Den Kollegen und Freunden des Forschungslabors FT2/E sei ebenfalls für die vielen fachlichen Diskussionen und die gute Atmosphäre gedankt. Ich danke insbesondere Herrn Dipl.-Ing. Martin Hart, Herrn Dipl.-Ing. Rainer Müller und Herrn Dipl.-Ing. Hans-Hubert Hemberger, sowie Herrn Dipl.-Ing. Klaus Allmendinger, Herrn Dipl.-Ing. Michael Ziegler und Herrn Dipl.-Ing. Frank Kirschbaum.

Mein besonderer Dank gilt ebenfalls den Vorgesetzten, Herrn Dr.-Ing. T. Raith, Herrn Dipl.-Ing. K.H. Baier und Herrn Dipl.-Ing. V. Wilhelmi, die meine Promotion ermöglicht und auch den wissenschaftlichen Teil bereitwillig unterstützt haben.

Dem Projektleiter, Herrn Dipl.-Ing. B.H. Schmitz sei für seine unermüdliche Unterstützung seitens der Projektleitung und vieler motivierender Diskussionen herzlich gedankt.

Den Mitarbeitern des Projektbereiches II des Zentrums für Sensorsysteme in Siegen, sowie den Mitarbeitern des Laboratoriums für Verbrennungsmotoren und Verbrennungstechnik der ETH-Zürich gilt mein besonderer Dank. Ein herzliches Dankeschön an Herrn Dr.-Ing. Christoph Arndt und Herrn Dipl.-Ing. Felix Weber.

Zusammenfassung

Die Optimierung moderner Verbrennungsmotoren bezüglich der Abgasemissionen stellt die Entwickler der Steuergerätefunktionen in immer größerem Maß vor neue Anforderungen. Zur Erreichung einer hohen Konvertierungsrate des Katalysators muß die Gemischbildung in jedem Betriebspunkt zunehmend genauer gesteuert bzw. geregelt werden. Im Stationärbetrieb (konstante Drehzahl, konstantes Motormoment) wird dies weitgehend durch die Lambdaregelung realisiert. Im Instationärbetrieb sind jedoch zusätzliche Funktionen zur Berücksichtigung thermodynamischer und strömungsdynamischer Phänomene des Luft- und Kraftstoffpfades erforderlich. Den Schwerpunkt der vorliegenden Arbeit bildet die Anwendung linearer und nichtlinearer Kalman-Filter, sowie Zustandsregelungen zur Verbesserung der instationären Gemischbildung bei konventionellen Ottomotoren. Aus steuerungstechnischer Sicht stellen das nichtlineare Befüll- und Entleerverhalten des Saugrohres, die instationären Temperatureffekte im Saugrohr, die Totzeit zwischen der Berechnung der Einspritzzeit und dem Schließzeitpunkt des entsprechenden Einlaßventiles, sowie die Dynamik des Wandfilmes die wesentlichen Ursachen für dynamische Gemischfehler dar.

Die regelungstechnische Beschreibung dieser Effekte erfolgt in der Literatur in fast allen Arbeiten in Form von Mittelwertmodellen [Boam, Aqui, Wu, Benn, ...]. Darüber hinaus zeigen jedoch auch die den Mittelwerten überlagerten, deterministischen Störungen (Pulsationen) aufgrund der nichtlinearen Drosselwirkung an der Drosselklappe Einfluß auf die Befüllung des Saugrohres [Sche-1]. Sie können mit Hilfe eines signaltheoretischen Ansatzes berücksichtigt werden. Durch Lastsprünge verursachte, schnelle Druckänderungen bewirken starke, kurzzeitige Temperaturänderungen, welche unkompensiert nicht zu vernachlässigende Gemischfehler verursachen können. Zur Modellierung der Wandfilmeffekte existieren eine ganze Fülle von Arbeiten [Aqui, Fek, Tur,...] mit sehr unterschiedlichen physikalischen Einzelphänomenen als Grundlage. Die Annahme einer getrennten Wand- und Ventilmotordynamik führt zu einem Modell zweiter Ordnung mit Durchgriff, welches über einen weiten Temperaturbereich mit hoher Genauigkeit parametrisiert werden kann. Es kann gezeigt werden, daß eine externe Abgasrückführung das vorgesteuerte Gemischverhältnis (angesaugte Luft und eingespritzter Kraftstoff) in Abhängigkeit der Abgasrückführrate beeinflusst. Dieser Nachweis stellt im Umkehrschluß ein einfaches Verfahren zur Bestimmung der AGR-Rate auf Basis der Bilanzierung von eingestelltem und an der Lambdasonde gemessenem Gemischverhältnis dar.

Für ein saugrohrdruckbasiertes Einspritzsystem können zur Bestimmung der Zylinderluftmassen mit Hilfe eines Extended Kalman-Filters sowohl die deterministischen als auch die stochastischen Eigenschaften der Saugrohrdynamik berücksichtigt werden. Das Verfahren zeigt in seiner einfachsten Form (nichtlineares Systemmodell 2.Ordnung mit den beiden Zuständen Saugrohrdruck und Saugrohrtemperatur) ein nachteiliges Verhalten bei Parameterschwankungen. Die Einführung eines adaptiven Parameters steigert die Robustheit des Verfahrens erheblich. Darüber hinaus kann mit Hilfe dieses adaptiven Kalman-Filters zusätzlich Leckluft im Saugrohr identifiziert werden [Sche-4]. Die Transformation des Verfahrens in den

Kurbelwinkelbereich ermöglicht die Modellierung der Saugrohrdruckpulsationen in den Systemgleichungen als deterministische, harmonische Überlagerung mit konstanter Frequenz. Die zusätzliche Berücksichtigung der Pulsationen liefert einen störungsfreien, hochdynamischen Druckmittelwert bei gleichzeitiger Bestimmung der instationären Saugrohrtemperatur.

Die Prädiktion der Zylinderluftmasse (Last) zur Kompensation der Totzeit zwischen Einspritzzeitberechnung und Schließzeitpunkt des Einlaßventils (letzter möglicher Zeitpunkt für eine Laständerung) erfolgt bei konventioneller Technik entweder über einen additiven Luftmassenanteil in Abhängigkeit der Drosselklappenwinkeländerung, oder mit Hilfe einer (linearen) Extrapolation des Lastverlaufes. Als Alternative erfolgt die Prädiktion im Rahmen der vorliegenden Arbeit modellbasiert. Die Drosselklappenbewegung als wesentliche Störgröße und Ursache für eine schnelle Laständerung wird stochastisch analysiert und als farbiger Rauschprozeß modelliert. Ein mit Hilfe dieser Modellgleichungen entworfenes, lineares Kalman-Filter stellt mit seinen Schätzwerten die prädizierten Eingangsgrößen für ein Lasterfassungsverfahren zur Verfügung. Durch eine Anpassung des Prädiktionshorizontes an die Ventilsteuerzeiten unter Berücksichtigung der Vorlagerungswinkel kann eine zylinderindividuelle, korrigierte Lastprädiktion realisiert werden.

Bei allen derzeit bekannten Lasterfassungsverfahren basiert die Luftmassenberechnung auf den Signalen eines "Hauptlastsensors", z.B. des Luftmassensensors oder des Saugrohrdrucksensors. Oft sind jedoch aufgrund von zusätzlichen Anforderungen (z.B. Diagnose) auch noch andere Sensoren mit wichtigen, redundanten Lastinformationen verfügbar, deren Signale bisher nicht zur primären Lastberechnung genutzt werden. Im Gegensatz zu dieser Sensordatenintegration bietet die Sensordatenfusion (multisensorielle Meßdatenverarbeitung) die Möglichkeit, redundante Informationen zu nutzen und das Schätzergebnis zu verbessern [Arndt-1, Arndt-2]. Diese Methode bietet auch bezüglich der Lasterfassungsproblematik Vorteile. Stehen mehrere Lastsensoren gleichzeitig zur Verfügung, so kann die Gewichtung der Sensorsignale durch die Modellierung der stochastischen Parameter an den Arbeitspunkt des Motors angepaßt werden. Im Falle eines Sensorausfalls erfolgt nach erkanntem Defekt und Anpassung der Parameter eine Rekonstruktion des fehlenden Signals ohne Strukturumschaltung des Modells [Sche-3].

Die Wandfilmdynamik zeigt ihre größten Auswirkungen auf die Gemischbildung bei tiefen Kühlwasser- und Ansauglufttemperaturen. Eine wesentliche Abhängigkeit der Dynamik von Drehzahl und Last kann nicht festgestellt werden. Als Kompensationsverfahren ist die Model-Matching Methode in der Praxis stark verbreitet. Dabei handelt es sich um eine reine Steuerung, bei der ein invertiertes Wandfilmmodell als Vorsteuerglied eingesetzt wird [Benn]. Mit Hilfe einer Wandfilmkompensationsregelung können durch die zusätzlichen Informationen des Lambdasondensignales die Auswirkungen von Parameterschwankungen und Störungen gedämpft werden. Die Kompensationsregelung zeigt gegenüber der Model-Matching Methode ein robusteres Verhalten.

ABSTRACT

The improvement of the exhaust emissions of internal combustion engines is one of the most important challenges for the development of software for electronic control units. To operate the catalyst with high efficiency the air/fuel ratio (AFR) has to be exactly controlled in every operation point of the engine. At steady state (constant speed and torque) this can be realized in most cases with a closed loop lambda control. But in transient operation, additionally control functions are required in order to take consideration into the thermodynamic phenomenology of the air path and the fuel path of an IC-Engine. In response model based controllers have recently been developed for the compensation of the main thermodynamic effects in the manifold. However, these controllers are mostly open loop controllers with poor robustness against parameter variations. The main emphasis of this work is the design of new transient AFR-control strategies using linear and nonlinear Kalman-Filters. The realized strategy includes the determination of the in-cylinder air masses, the reduction of the effects from dead times in the fuel path and the compensation of the wall wetting dynamics.

One elementary part is the development of control oriented physical models for the air path and the fuel path. Instead of using only mean value models for the air path, also event based deterministic perturbations (pulsations) were modeled with signal theory techniques. This perturbations are together with the nonlinear filling behavior of the manifold mostly the reason of a speed dependency during parametrization of throttle models [Sche-1]. Load transients are able to cause temperature transients in the manifold of more than 30°C. This behavior is modeled and verified with vehicle experiments. The wall wetting dynamics are modeled with a second order lag with feed through term. The two time constants in this model are corresponding to the wall film dynamics and the valve film dynamics. If the engine is not operated at the stoichiometric point the balance of controlled and measured air/fuel ratio changes with the rate of residual gas. This effect can easily be used to determine the residual gas ratio in the engine by comparing controlled and measured AFR.

For a speed-density injection system an adaptive Extended Kalman-Filter was used to estimate the air masses in the cylinders. With an additional adaptive parameter for throttle tolerances, the algorithm is not only able to handle strong intake parameter variations but it can also identify air leakage in the manifold. The Kalman-Filter operates in crank angle domain and therefore the frequency of the considered perturbations is kept constant. The algorithm delivers high dynamic manifold pressure and temperature information and the air mass flow in and out of the manifold with small perturbations.

Furthermore the methodology of sensor data fusing is applied to the application of air mass estimation also by using an Extended Kalman-Filter [Sche-3]. If several sensors are available that deliver information about a desired value the sensor data fusing algorithm combines the sensor signals and weights them dependent on a stochastic model. This kind of algorithm delivers very reliable estimates using redundant information.

To reduce the effects of dead times in the fuel path (time between air mass calculation and closing of the intake valve) an air mass predictor was developed.

In a first step this algorithm predicts the effective area of flow by assuming the throttle variation with a colored noise process. In a second step the predicted cylinder air masses are calculated with the results of the throttle predictor by using a free running air path model.

Especially during engine start and at low temperatures the wall wetting dynamics have strong effects on AFR. Open loop dynamic compensators are often realized by using the model matching method. However this controllers have poor robustness in case of variations of the dynamic parameters. With a state space controller and observer the robustness can essentially be increased by using feedback from an Universal Exhaust Oxygen Sensor .

1 Einleitung

Die steigende Bedeutung der Umweltverträglichkeit von Kraftfahrzeugen stellt die Automobilhersteller bei der Entwicklung von Verbrennungsmotoren vor hohe Anforderungen. Ein sich wandelndes Käuferverhalten und nicht zuletzt die sich immer stärker verschärfende Emissionsgesetzgebung in Europa und den USA fordern die stetige Entwicklung und Anwendung neuer Technologien zur Senkung von Verbrauch und Schadstoffemissionen. Nach dem Vorschlag der Europäischen Union dürfen Pkw mit Benzinmotor im Jahr 2005 max. 0.1 g/km Kohlenwasserstoffe und 0.08 g/km Stickoxide emittieren. Dies entspricht etwa 20% der EC-93 Grenzwerte (Abb. 1).

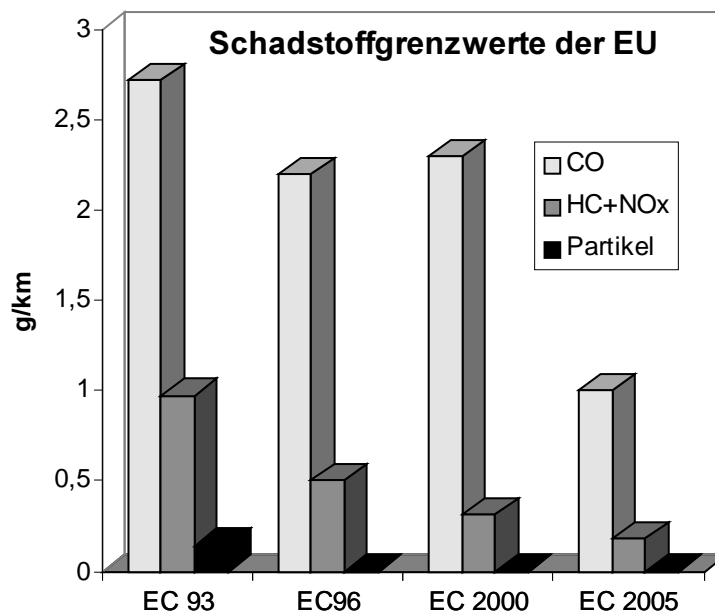


Abbildung 1 : *Schadstoffgrenzwerte der Europäischen Union für Pkw mit Benzinmotor*

Besonders in den letzten zehn Jahren wurden große Anstrengungen zur Entwicklung sparsamer Verbrennungsmotoren (direkteinspritzende Diesel- und Ottomotoren, Magermotoren, ...) geleistet. Doch genau diese verbrauchsgünstigen Brennverfahren erfordern aufgrund ihrer Stickoxidproblematik aufwendige Maßnahmen zur Abgasnachbehandlung. Die exakte Steuerung bzw. Regelung der Gemischbildung ist dabei eine wichtige Voraussetzung zur Optimierung des Abgasverhaltens.

Mit der steigenden Komplexität von modernen Verbrennungsmotoren hat der Umfang der mechatronischen Teilsysteme in diesem Zusammenhang überproportional zugenommen. Die mechanischen Meß-, Stell-, und Regelsysteme werden in wenigen Jahren vollständig durch elektromechanische und mikromechanische Sensor-Aktorsysteme ersetzt sein.

Dieser Trend erhöht natürlich die Komplexität der Informationsverarbeitung in den Motorsteuergeräten. Die Funktionsstrukturen wachsen dabei stetig mit dem Komplexitätsgrad der Motorsysteme. Der dadurch gleichzeitig ansteigende, erhebliche Parametrierungsaufwand ist zu einem wesentlichen Kosten- und Zeitfaktor bei der Entwicklung von Aggregaten geworden. Zur Begrenzung dieses Applikationsaufwandes werden zunehmend modellbasierte Funktionen und Funktionsstrukturen entwickelt. Ihr Vorteil liegt in der besseren Interpretierbarkeit durch den Einsatz physikalischer Größen, sowie in der Wiederverwendbarkeit von Modellteilen.

Aus regelungstechnischer Sicht werden neue, leistungsfähige Methoden nur zögernd im Antriebsmanagement eingesetzt. Stochastische Schätz- und Regelverfahren, die in der Luft- und Raumfahrt seit den siebziger Jahren zum Stand der Technik gehören, sind im Antriebsbereich bei Kraftfahrzeugen nicht üblich. Eine wesentliche Ursache stellen die begrenzten Rechnerressourcen heutiger Motorsteuergeräte dar. Mittelfristig werden jedoch auch für das Motormanagement Mikrokontroller mit Gleitkommaarithmetik und hohen Taktraten zur Verfügung stehen.

Die vorliegende Arbeit soll einen Beitrag zur Anwendung modellbasierter, stochastischer Beobachterverfahren (Kalman-Filter) zur Verbesserung der äußeren Gemischbildung von Ottomotoren leisten. Für die unterschiedlichen Problemstellungen der instationären Gemischbildung (Lasterfassung, Totzeitkompensation und Wandfilmkompensation) werden systematisch System- und Beobachtermodelle entwickelt und anhand von Realdaten eines konventionellen Motors getestet [Gan, Sche-2]. Alle Ansätze sind prinzipiell auch bei zukünftigen Motorsystemen anwendbar.

Bei konventionellen Ottomotoren entsprechen die Stellgrößen der eingespritzten Kraftstoffmenge, dem Drosselklappenwinkel und dem Zündzeitpunkt (sofern vorhanden, zusätzlich die Abgasrückführrate).

Im Stationärbetrieb bei konstanter Drehzahl und konstanter Motorlast, läßt sich das Gemischverhältnis mit Hilfe einer Lambdaregelung exakt regeln. Im Instationärbetrieb (z.B. bei Beschleunigungen oder Schaltvorgängen) ist eine ausschließliche Lambdaregelung zur Gemischsteuerung nicht ausreichend. Luft- und Kraftstoffpfad im Saugrohr verfügen über Totzeiten und nichtlineare, dynamische Eigenschaften, die unkompensiert erhebliche Gemischfehler und damit einen Anstieg der Emissionen verursachen. Eine der wesentlichen Aufgaben dieser Arbeit besteht somit in der Kompensation der für die dynamischen Gemischfehler verantwortlichen Systemdynamik im Luft- und Kraftstoffpfad.

2.2 Ursachen dynamischer Gemischfehler

Der folgende Abschnitt beschreibt die für die dynamischen Gemischfehler verantwortlichen Effekte im Saugrohr und ihre Auswirkungen auf die Gemischbildung und das Abgasverhalten. Dabei wird hauptsächlich die Phänomenologie dieser Effekte betrachtet. Eine physikalisch-mathematische Beschreibung erfolgt in Kapitel 4.

2.2.1 Nichtlineare Saugrohrdynamik

Die Eigenschaften eines Ottomotors können bezüglich der Schadstoffemission nur dann optimiert werden, wenn in jedem Betriebspunkt für die pro Ansaugzyklus in den Zylinder einströmende Luft (Last) die richtige Menge Kraftstoff für die Verbrennung zur Verfügung steht.

Die Last kann nicht direkt gemessen werden, sondern muß anhand des vor der Drosselklappe ermittelten Luftmassenstromes, dem Saugrohrdruck, oder des Drosselklappenwinkels unter Berücksichtigung der Drehzahl berechnet werden. Im Stationärfall entspricht der Luftmassenstrom über der Drosselklappe \dot{m}_{DK} der pro Zeiteinheit in den Zylinder strömenden Luftmenge \dot{m}_z (Abb. 2.1). Im Instationärbetrieb sind diese Massenströme jedoch stark unterschiedlich, da sich die Befüll- und Entleervorgänge im Saugrohr stark auswirken.

Zur Bestimmung der Last müssen, bei sich ändernden Betriebspunkten, diese strömungsdynamischen Zusammenhänge des Saugrohres mitberücksichtigt werden. Abbildung 2.2 zeigt den Verlauf von Drosselklappenquerschnitt, Luftmassenstrom an der Drosselklappe, Saugrohrdruck und Saugrohrtemperatur bei einem positivem Drosselklappensprung. Der Drosselklappensprung dauert etwa 100 ms; ein typischer Wert für einen sportlichen Schaltvorgang. Die Meßdaten wurden während einer Versuchsfahrt aufgenommen. Druck- und Temperatursignale werden bei dem eingesetzten Motor (2.3 l, 16 Ventile, 4 Zylinder) der Motorsteuerung nicht zur Verfügung gestellt, sondern mußten mit Hilfe zusätzlicher Sensorik ermittelt werden. Bedingt durch die anfänglich starke Druckdifferenz an der Drosselklappe strebt der Luftmassenstrom erst nach einem starken Überschwingen gegen den neuen Stationärzustand. Das Saugrohrdrucksignal hingegen zeigt einen aperiodischen Verlauf. Die eigentlich interessierende Größe, die Luftmasse im Zylinder, kann nicht gemessen werden. Sie ist in erster Näherung von der Drehzahl, dem Saugrohrdruck und von der Saugrohrtemperatur abhängig.

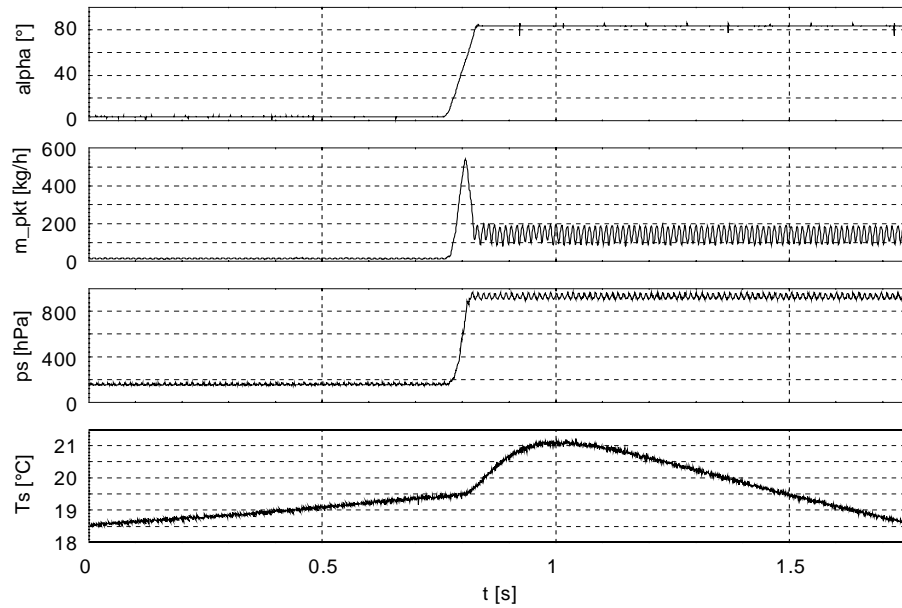


Abbildung 2.2 : Gemessene Prozeßgrößen des Saugrohres während eines positiven Lastsprungs

Das von einem Luftmassenmesser gelieferte Signal darf somit im Instationärbetrieb nicht direkt als Lastsignal interpretiert werden.

Aufgrund des instationären Überschwingens des Luftmassensignales würde das Gemisch stark angefettet und die HC-Emissionen überhöht. Abbildung 2.3. zeigt die Auswirkungen eines dynamisch nicht korrigierten Lastsignals in der Simulation. Die Saugrohrtemperatur steigt bis zu Beginn des Sprungs mit konstanter Steigung. Dieses Verhalten ist durch den Wärmeübergang der Saugrohrwand auf die Luftmasse im Saugrohr begründet.

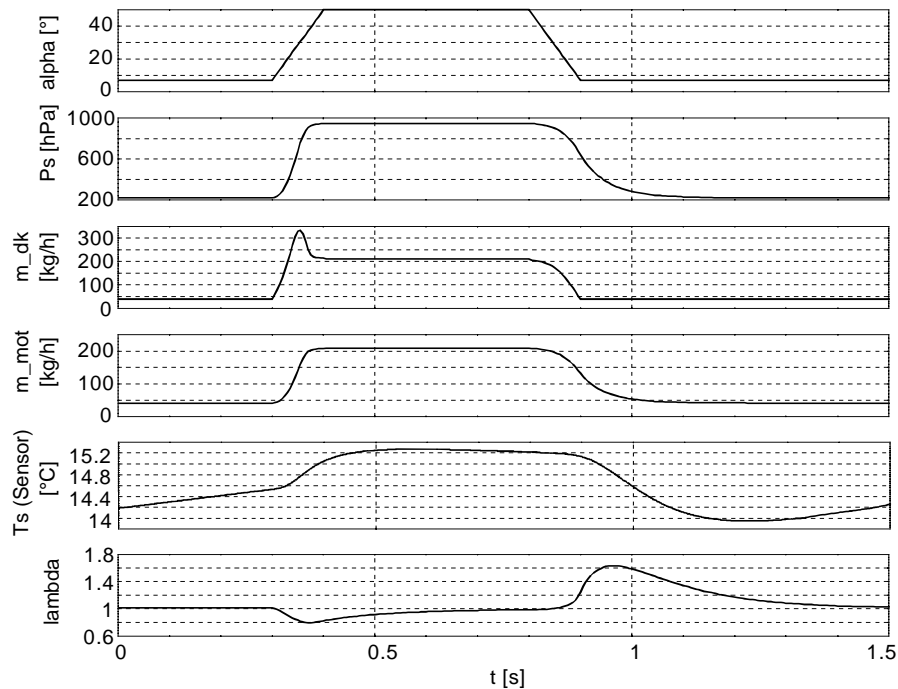


Abbildung 2.3 : Auswirkungen eines dynamisch nicht korrigierten Lastsignals

Das instationäre, starke Überschwingen des Temperatursignales ist die Folge der starken Druckänderung im Saugrohr. Dieser Effekt wird in Kap. 4 näher erläutert. Der eingesetzte Temperatursensor hat eine Zeitkonstante von etwa 5 s, so daß die tatsächliche instationäre Temperaturänderung wesentlich größer angenommen werden muß und bezüglich der Gemischbildungsproblematik nicht vernachlässigt werden darf. Wird also der Saugrohrdruck als Basis zur Berechnung der Last eingesetzt, so müssen die instationären Temperaturänderungen ebenfalls kompensiert werden.

2.2.2 Pulsationen

Das periodische Öffnen und Schließen der Einlaßventile und die damit verbundene Massenstromänderung bewirken die Ausbreitung von Druckwellen im Saugrohr. Durch eine entsprechende konstruktive Auslegung der Saugrohrgeometrie wird durch eine Anpassung der akustischen Resonanzpunkte eine Verbesserung des volumetrischen Wirkungsgrades (Liefergrades) in bestimmten Betriebspunkten des Motors erreicht.

Diese Luftmassen- und Druckschwingungen verursachen natürlich auch periodische Überlagerungen an den Sensorsignalen von Saugrohrdrucksensor und Luftmassensensor. Abbildung 2.4 zeigt eine Vollastbeschleunigungskurve des Vierzylindermotors. Die Resonanzpunkte der Luftmassen- und Druckschwingungen sind stark ausgeprägt.

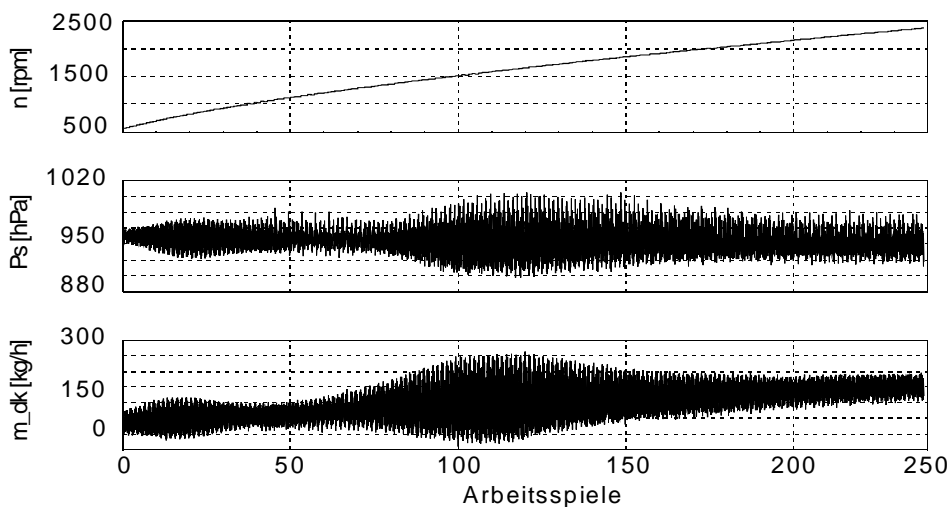


Abbildung 2.4 : *Vollastbeschleunigungskurve eines 4-Zylinder Viertelmotors*

Die Amplituden der Luftmassenschwingungen können in den Resonanzpunkten über 100% des Mittelwertes betragen. Die Rohsignale der Lastsignale sind aus diesem Grund zur Lastberechnung nicht geeignet und müssen vorverarbeitet (gefiltert) werden. In der Praxis werden rekursive und nichtrekursive digitale Filter eingesetzt. Dies führt immer zu einem Phasenverzug, der sich unkompensiert insbesondere im Instationärbetrieb nachteilig auf die Gemischbildung auswirkt.

2.2.3 Totzeiten

Eine wesentliche Eigenschaft des "dynamischen Systems Motor" bezüglich der Gemischbildung ist die kurbelwellenwinkelabhängige Bewegung der Einlaßventile. Ansaug- und Kompressionsphase sind ausschließlich vom Kurbelwellenwinkel und nicht von der Zeit abhängig. Der Einspritzzeitpunkt muß also ebenfalls kurbelwellenwinkelabhängig (motorsynchron) erfolgen. Die einzuspritzende Kraftstoffmenge kann allerdings nur über die Einspritzzeit bestimmt werden, da bei konventionellen Einspritzventilen der Durchfluß konstant ist. Abbildung 2.5 zeigt die Ventilöffnungszeiten, die Berechnungszeitpunkte und das Lastsignal bei einem positiven Drosselklappensprung an einem 4-Zylinder Vierventilmotor.

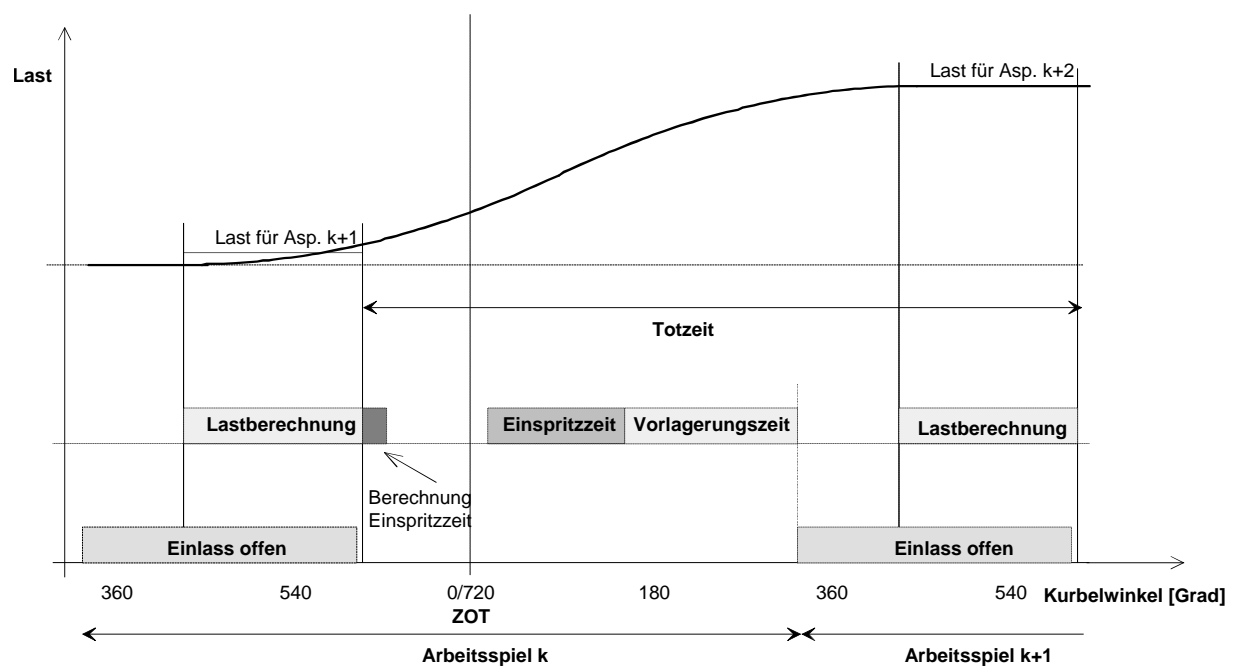


Abbildung 2.5: Totzeit zwischen dem Berechnungszeitpunkt der Kraftstoffmenge und der Gemischbildung

Die Größe der Last im jeweiligen Zylinder ist erst dann vollständig bestimmt, wenn die zugehörigen Einlaßventile geschlossen sind. Die Berechnung der Einspritzzeit muß jedoch zu einem wesentlich früheren Zeitpunkt erfolgen. Die Zeitdifferenz setzt sich zusammen aus:

- der max. Einspritzzeit
- der Ventilöffnungszeit
- der Kraftstoffflugzeit

Eine Einspritzung ins offene Ventil führt bei betriebswarmem Motor erfahrungsgemäß zu einer Erhöhung der HC-Emission und sollte nach Möglichkeit durch eine entsprechende Vorlagerung vermieden werden.

Eine wesentliche Anforderung an eine Instationärsteuerung ist somit die korrekte Vorausberechnung der Last für das nächste Arbeitsspiel. Die Last ist in erster Näherung proportional zum Saugrohrdruck und nur im Stationärbetrieb konstant.

Bei sich ändernden Betriebspunkten (z.B. bei Drosselklappenänderungen) kann sich der Saugrohrdruck zwischen zwei Arbeitsspielen erheblich ändern. Da zum Berechnungszeitpunkt das endgültige Lastsignal noch nicht zur Verfügung steht, kann ohne eine entsprechende Prädiktion ein erheblicher Gemischfehler entstehen. Abbildung 2.6 verdeutlicht die Auswirkungen einer vernachlässigten Totzeit. Bei diesen Kurvenverläufen handelt es sich ebenfalls um Simulationsergebnisse, da an einem Motorenprüfstand die Effekte nur mit großem Aufwand unabhängig voneinander betrachtet werden können.

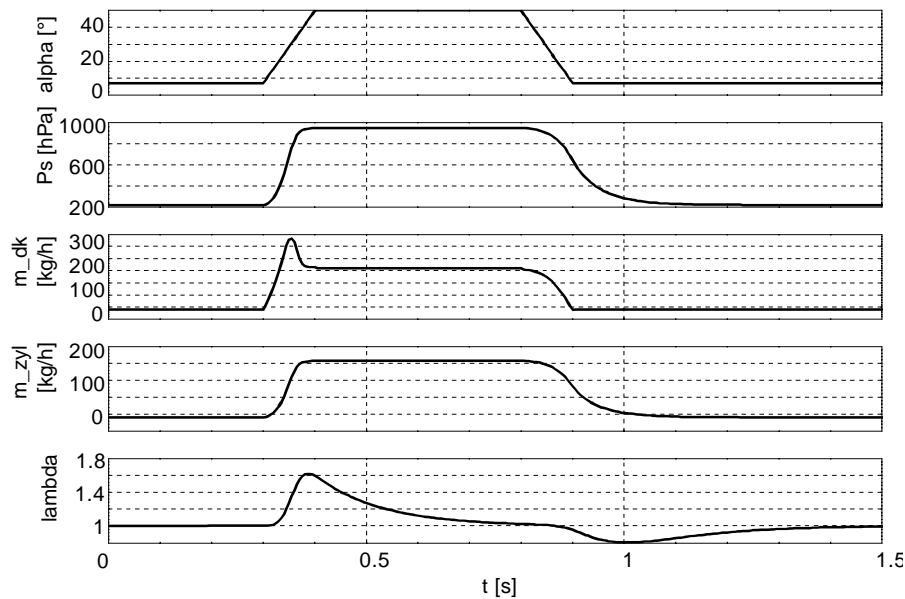


Abbildung 2.6 : Auswirkungen unkompensierter Totzeiten

2.2.4 Wandfilmeffekte

Auch bei der Kraftstoffeinspritzung sind die Mengen von eingespritztem und angesaugtem Kraftstoff nur im stationären Zustand identisch. Ein nicht unerheblicher Teil des eingespritzten Kraftstoffes lagert sich zunächst an Saugrohrwand und Ventiltulpe an (Wandfilmbildung). Das Abtragen des Wandfilmes erfolgt durch Sekundärzerstäubung an der Kante des Einlaßventiles (während der Ansaugphase) und durch Abdampfen. Abbildung 2.7 zeigt einen Einspritzvorgang bei geschlossenem Einlaßventil. Die Anzahl, Größe und Geschwindigkeit der eingebrachten Tropfen ist in erster Linie von der Spraycharakteristik des Einspritzventils abhängig. Ein wesentlicher Anteil der Tropfen trifft auf das Einlaßventil und die Saugrohrwand. Die Oberflächen können dabei trocken oder bereits mit einem Kraftstoffilm bedeckt sein. Die eingespritzten Tropfen werden teilweise von der Wand reflektiert. Die reflektierten Kraftstoffanteile sind dabei kleiner als die ursprünglich auftreffenden Tropfen.

Ein ebenfalls wesentlicher Anteil des Kraftstoffes verdunstet. Dieser Effekt ist stark von der Fläche des Wandfilmes, der Temperatur und vom Wärmeübergang auf den Kraftstoff abhängig.

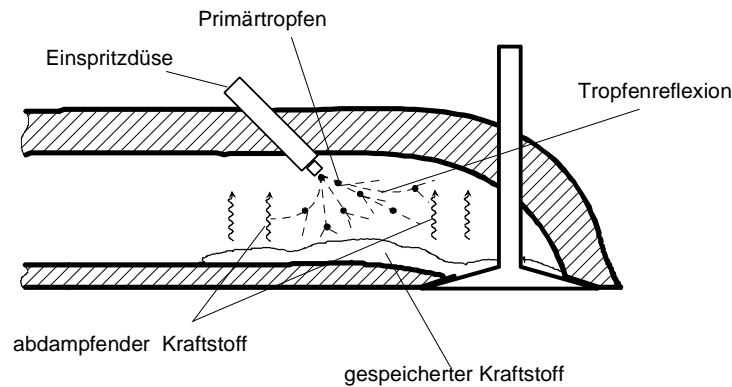


Abbildung 2.7 : *Wandfilm bei geschlossenem Einlaßventil*

In der Ansaugphase treten Kraftstoffanteile aus dem Wandfilm durch das geöffnete Einlaßventil in den Zylinder ein (Abb. 2.8). Dabei kann von einem tatsächlichen Fließen des Filmes in Einlaßrichtung ausgegangen werden. Viele der in den Zylinder einströmenden Kraftstoffteilchen können trotz einer Sekundärzerstäubung an den Einlaßventilkanten aufgrund ihrer Größe nur teilweise verbrannt werden und sind insbesondere beim Kaltstart für die Überhöhung der HC-Emissionen mitverantwortlich.

Bei geöffnetem Einlaßventil herrscht eine stark instationäre Luftmassenströmung in der Saugleitung. Die hohen Relativgeschwindigkeiten zwischen Wandfilm- und Gasströmung verursachen hohe Schubspannungen, die auf der Wandfilmoberfläche temporär Rollwellen erzeugen. Dabei werden Tropfen aus dem Wandfilm herausgeschleudert und vom Motor angesaugt.

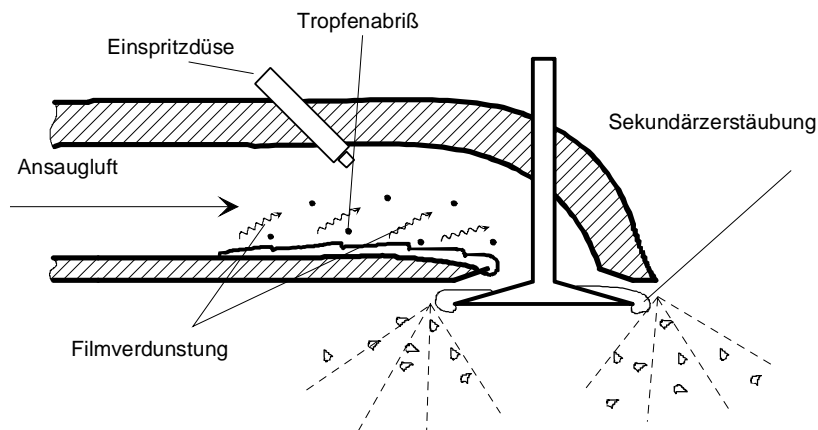


Abbildung 2.8 : *Wandfilm bei geöffnetem Einlaßventil*

Der im Saugrohr gespeicherte und damit nicht für den aktuellen Verbrennungszyklus bereitstehende Kraftstoffanteil entspricht bei einem betriebswarmem Motor etwa der 5 - 10 fachen Vollast-Einspritzmenge. Die dynamischen Eigenschaften des Wandfilmes sind stark betriebspunktabhängig (Temperatur, Saugrohrdruck, Einspritzmenge, Vorlagerungszeit, Ventilströmung). Abbildung 2.9 zeigt eine Photographie des Ansaugkanales während der Einspritzung. Ansaugluft und Kühlwasser waren bei diesem Experiment auf -10°C temperiert. Zur Darstellung des Wandfilmes wurde der Kraftstoff eingefärbt.

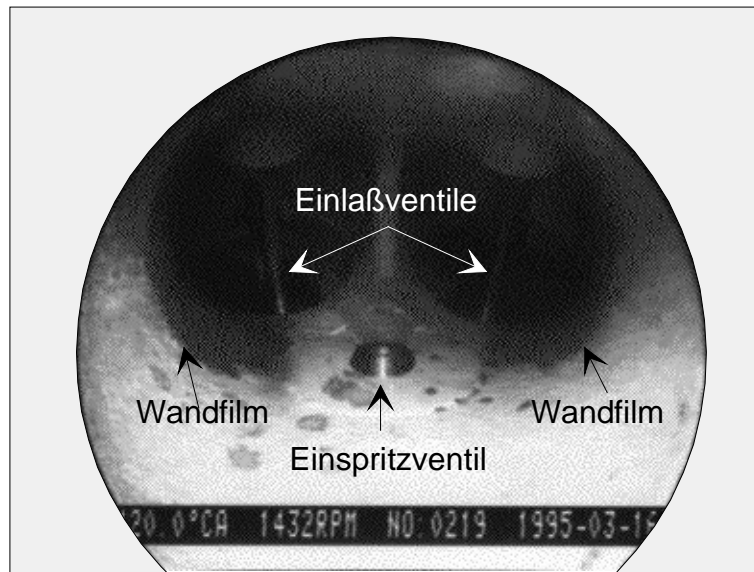


Abbildung 2.9 : *Photographie des Einlaßkanales und der Wandfilmbildung*

Die Ausbildung des Wandfilmes auf beiden Seiten des Einlaßkanals sind deutlich zu erkennen. Bei diesen tiefen Temperaturen kann die Wandfilmmenge ein Vielfaches im Vergleich zum betriebswarmen Motor betragen.

Abbildung 2.10 zeigt die Auswirkung eines unkompensierten Wandfilms auf die Gemischbildung in der Simulation.

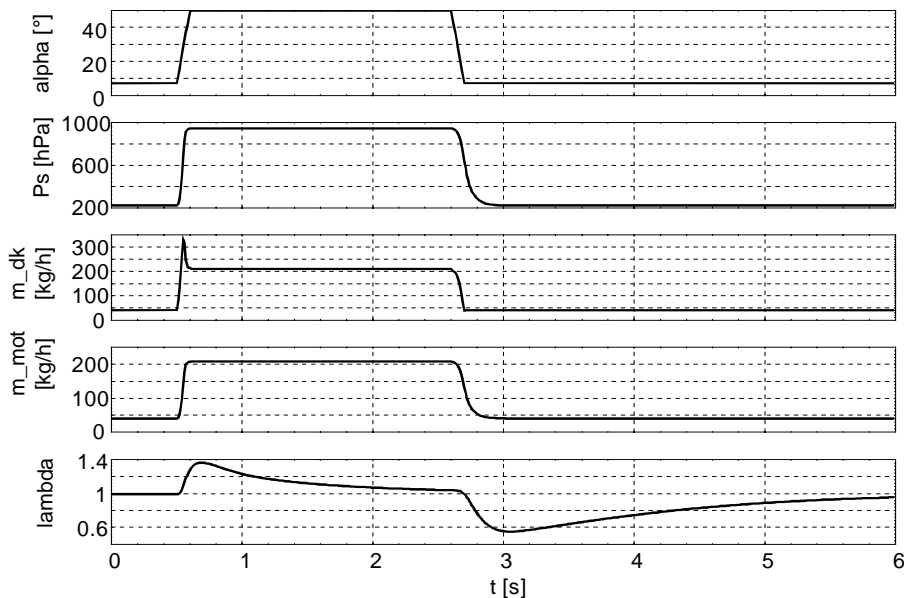


Abbildung 2.10 : *Auswirkungen eines unkompensierten Wandfilmes auf die Gemischbildung*

Wie erwartet, verursacht das Aufbauen des Wandfilms bei einer positiven Laständerung ein Abmagern des Gemisches. Während einer negativen Laständerung wird das Gemisch stark angefettet.

3 Regelungstechnische Grundlagen

Das folgende Kapitel gibt eine Einführung in die regelungstechnischen Methoden der in Kap. 5 bis Kap. 8 angewendeten Verfahren. Auf aufwendige Herleitungen wird dabei bewußt verzichtet. Im Bereich der Zustandsregelung und Zustandsbeobachtung kann auf eine detaillierte und umfangreiche Grundlagenliteratur verwiesen werden.

3.1 Zustandsbeobachter

In vielen praktischen Anwendungen ist man bemüht, einen Regelkreis oder auch ein anderes dynamisches System aufgrund seiner physikalischen Gesetzmäßigkeit möglichst exakt zu beschreiben. Man erhält dann eine Gesamtheit von Funktionalbeziehungen zwischen den zeitveränderlichen Größen des Systems; in den meisten Fällen ein Gemisch aus gewöhnlichen Gleichungen und Differentialgleichungen. Im Gegensatz zu Methoden im Frequenzbereich oder auch alternativen Methoden, wie künstliche Neuronale Netze oder Fuzzy Logic, die durch die Betrachtung des Ein- und Ausgangsverhaltens eines Systems eine "black box" beschreiben, ermöglicht die Zustandsbeschreibung durch die Definition der interessierenden physikalischen Größen als "Zustände" eine Einsicht in das Systemverhalten.

Oft sind jedoch nicht alle interessierenden physikalischen Größen eines Systems direkt meßbar, sondern müssen anhand der zur Verfügung stehenden Eingangs- und Meßgrößen bestimmt werden. Dies erfolgt in vielen Fällen durch die Berechnung eines Modells. Dabei werden dem Modell die gleichen Eingangsgrößen wie dem realen System zugeführt (Abb. 3.1.).

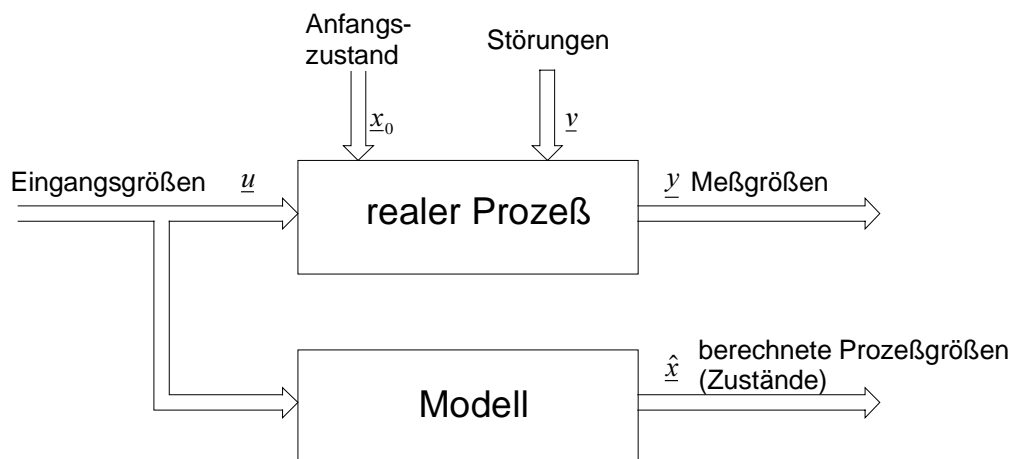


Abbildung 3.1 : Berechnung nicht direkt meßbarer Prozeßgrößen mit Hilfe eines Parallelmodells

Diese Vorgehensweise ist in modernen Motorsteuerungen stark verbreitet. Ihr wesentlicher Nachteil besteht in einer hohen Sensitivität gegenüber Modellfehlern und Parameterschwankungen, sowie dem hohen Parametrierungsaufwand aufgrund der erforderlichen Modellierungstiefe.

Außerdem kann der i.a. unbekannte Anfangszustand des Systems im Modell nicht berücksichtigt werden. Dies führt oft zu erheblichen Abweichungen zwischen dem Zustand des Modells und dem Zustand des realen Systems (s. Kap. 5).

Abbildung 3.2 beschreibt die prinzipielle Struktur eines Zustandsbeobachters. Kernstück bildet ein im Zustandsraum beschriebenes Systemmodell.

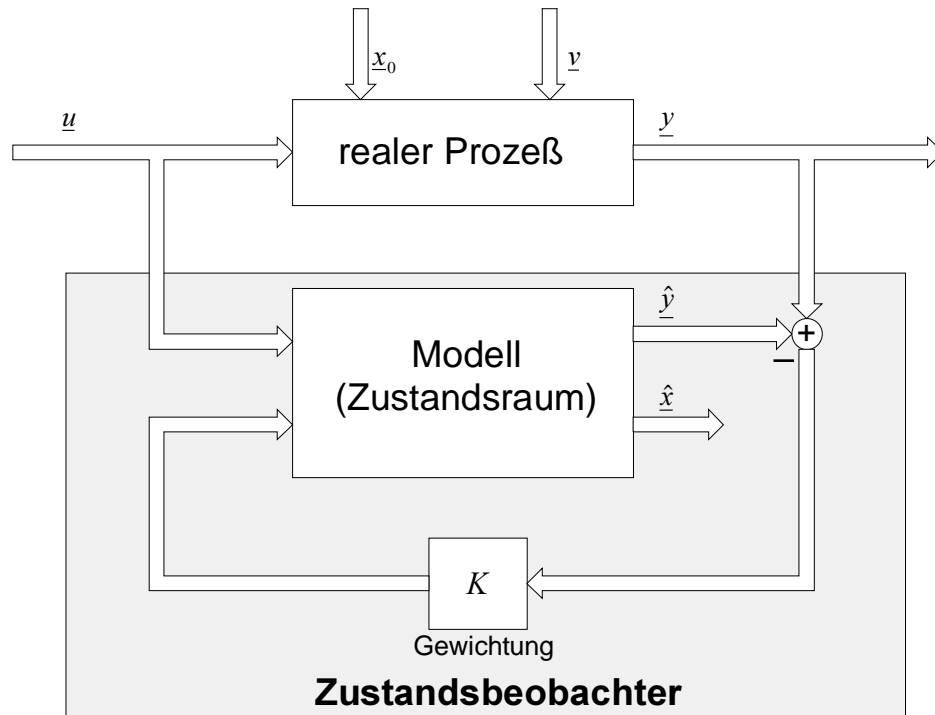


Abbildung 3.2 : *Prinzipielle Struktur eines Zustandsbeobachters*

Es werden jedoch nicht nur die interessierenden Zustände \hat{x} , sondern auch die Ausgangsgrößen \hat{y} berechnet. Diese werden mit den Ausgangsgrößen des realen Systems y verglichen. Mit der Differenz, dem Schätzfehler, werden über eine Rückführungsmatrix K (Gewichtung) die Zustände korrigiert. Die unterschiedlichen Typen der Zustandsbeobachter unterscheiden sich in erster Linie durch die Berechnung dieser Rückführungsmatrix. Prinzipiell wird zwischen zwei Klassen, den deterministischen und den stochastischen Zustandsbeobachtern unterschieden. Bei den deterministischen Zustandsbeobachtern wird von vernachlässigbaren Störungen des Prozesses ausgegangen.

Stochastische Zustandsbeobachter (Filter) werden zur Rekonstruktion des Zustandes von stochastisch gestörten Systemen eingesetzt.

Abb. 3.3 gibt einen Überblick über ausgewählte deterministische Zustandsbeobachter. Identitätsbeobachter beinhalten ein Zustandsraummodell mit einem Zustandsvektor der gleichen Dimension wie der Zustandsvektor des realen Prozesses. Auch reduzierte Beobachter, bei denen nur die Zustände beobachtet werden, die nicht gemessen werden, gelten als Identitätsbeobachter. Die lineare, zeitinvariante Form des Identitätsbeobachters entspricht dem Luenbergerbeobachter. Die Bestimmung der Rückführungsmatrix K erfolgt analog zum Design einer Zustandsregelung, z.B. mit dem Polvorgabeverfahren oder einem Ricciantwurf (s. Kap. 3.1.1). Aufgrund dieser einfachen Entwurfsmöglichkeiten ist der Luenbergerbeobachter in der Praxis stark verbreitet.

In vielen Fällen hat der zu beobachtende Prozeß jedoch nichtlineare Eigenschaften. Die häufigste Maßnahme in diesem Fall ist die Linearisierung im Arbeitspunkt. Der Vorteil der Linearisierungsmethoden liegt in der Möglichkeit der Anwendung von Entwurfsverfahren mit Hilfe der linearen Systemtheorie. Die Rückführungsmatrix wird somit für den jeweiligen Arbeitspunkt bestimmt. In der Praxis erfolgt die Linearisierung meist für eine ganze Reihe von Arbeitspunkten. Die vom Arbeitspunkt abhängigen Werte der Rückführungsmatrix werden üblicherweise in Kennfeldern abgelegt (Gain Scheduling).

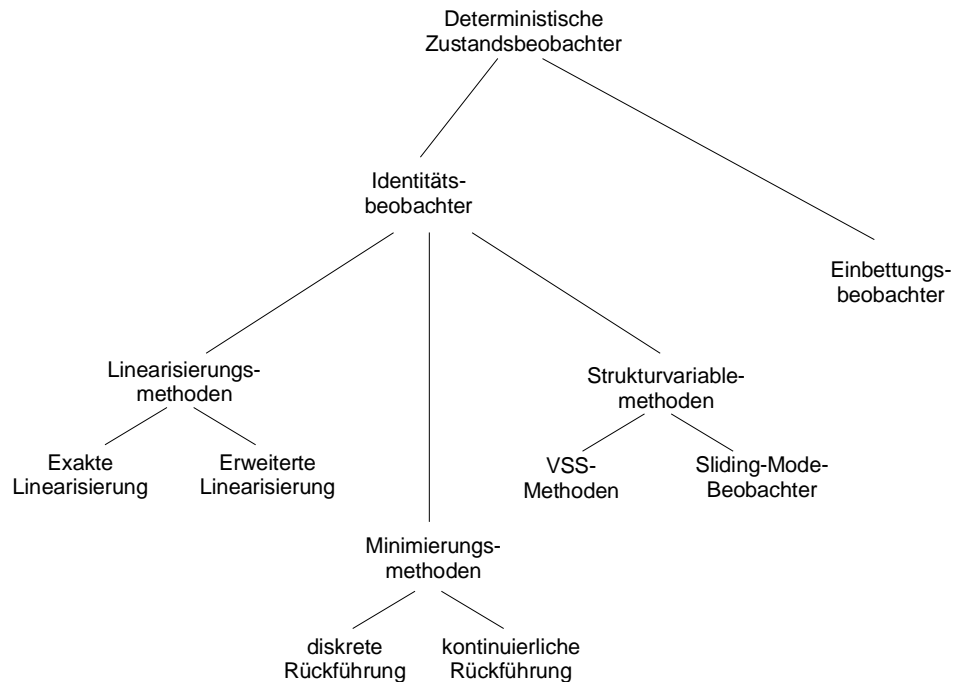


Abbildung 3.3 : *Ausgewählte Typen deterministischer Zustandsbeobachter [Zim]*

Die Eigenwerte der Matrix der Fehlerdifferentialgleichung sind bei vielen nichtlinearen Systemen jedoch nicht nur vom Zustand des Systems \hat{x} , sondern auch von seinen Eingangsgrößen \underline{u} abhängig. Dies bedeutet eine Abhängigkeit der Dynamik und somit auch der Stabilitätseigenschaften von der Eingangsgröße. Die Methode der Erweiterten Linearisierung hat die Zielsetzung, die Eigenwerte der Fehlerdifferentialgleichung im Arbeitspunkt unabhängig vom Steuereingang \underline{u} zu machen. Dies kann bei skalarem Steuereingang durch die Einführung einer nichtlinearen Ausgangsrückführung erreicht werden.

Bei der Methode der Exakten Linearisierung wird ein nichtlineares System, welches bestimmte Randbedingungen erfüllen muß, mit Hilfe einer nichtlinearen Koordinatentransformation transformiert. Eine anschließende Ausgangsrückführung läßt das transformierte System in ein lineares System übergehen. Zu diesem linearen System wird ein linearer Zustandsbeobachter entworfen, dessen Zustandsvektor in die Ausgangskordinaten zurücktransformiert werden muß. Die Anwendung der nichtlinearen Koordinatentransformation erfordert die Methoden der Differentialgeometrie.

Sliding Mode- und VSS Methoden (Variable System Structure) wurden für nichtlineare Systeme entwickelt, deren Systemfunktion nur sehr ungenau bekannt ist.

Es wird dabei angenommen, daß sich die Zustandsdifferentialgleichung des Originalsystems aus einem linearen homogenen Anteil und einem additiven, nichtlinearen Anteil zusammensetzt. Der nichtlineare Anteil beschreibt die Systemunsicherheiten. Für dieses System wird ein Beobachter entworfen, der in Abhängigkeit des Schätzfehlers seine Struktur verändert. Je nach Größe des Schätzfehlers wird in der Zustandsdifferentialgleichung des Beobachters ein Korrekturterm zur Kompensation des nichtlinearen Anteils des Originalsystems zu- bzw. abgeschaltet. Der Beobachter zeigt ein unstetiges Verhalten. Eine leichte Modifikation führt zu einer stetigen Variante, bei der unter bestimmten Voraussetzungen Konvergenz nachgewiesen werden kann.

Minimierungsmethoden unterscheiden sich prinzipiell von den bisher vorgestellten Methoden. Für einen gemessenen Systemausgang wird das Beobachtungsproblem in der Form eines Minimierungsproblems mit einem entsprechenden Gütefunktional formuliert. Mit Hilfe eines Gradientenverfahrens wird dann der gewünschte Zustand ermittelt. In [Zim] wird ein leistungsfähiges Verfahren dargestellt, bei dem darüberhinaus Konvergenz nachgewiesen werden kann. Einbettungsbeobachter betten das Originalsystem in einen Raum höherer Dimension ein. Die Dimension des Beobachterzustandes kann somit deutlich größer als die des Originalzustandes werden. Unter bestimmten Voraussetzungen läßt sich das eingebettete System in einer linearen und zeitinvarianten Form darstellen. Für dieses lineare System wird dann ein Beobachter entworfen. Der geschätzte Zustand muß anschließend rücktransformiert werden.

Bei stochastischen Zustandsbeobachtern wird von Originalsystemen ausgegangen, deren Ein- und Ausgänge mit additiven, stochastischen Prozessen überlagert sind. Diese Rauschprozesse werden unabhängig von den Zuständen und normalverteilt angenommen. Abb. 3.4 zeigt einige Typen stochastischer Beobachter.

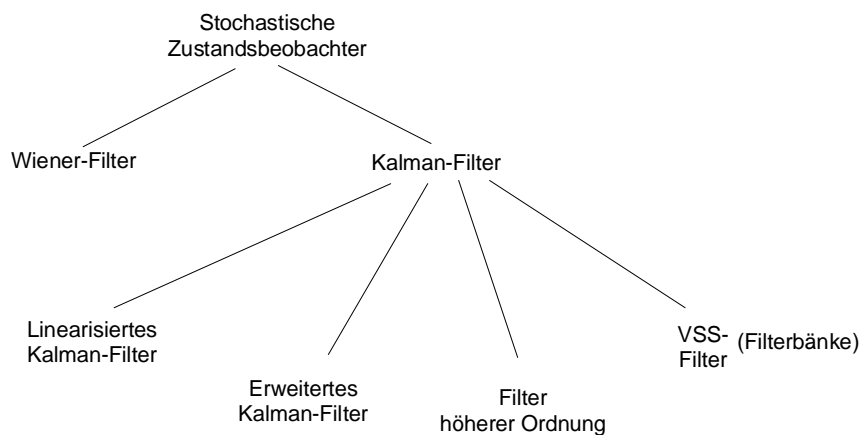


Abbildung 3.4 : *Ausgewählte Typen stochastischer Zustandsbeobachter*

Kalman entwickelte ein lineares, zeitvariantes Verfahren, das unter Berücksichtigung des deterministischen Anteils des Systems und der Rauschprozesse den Schätzfehler der Zustandsschätzung minimiert. Dieses Verfahren wird auch als Kalman-Filter oder Optimalfilter bezeichnet. Die Rückführungsmatrix wird dabei aufgrund der Zeitvarianz in jedem Abtastschritt erneut berechnet. Bei einem zeitinvarianten System- und Beobachtungsmodell, sowie zeitinvarianten Rauschprozessen verändert sich die Rückführungsmatrix nach dem Einschwingvorgang des Beobachters nicht mehr.

Ein für diesen stationären Zustand entworfener Beobachter wird auch stationäres Kalman-Filter oder Wiener-Filter genannt.

Für nichtlineare Systeme existieren auch bei den stochastischen Beobachtern eine ganze Reihe nichtlinearer Varianten. Eine ausführliche Darstellung dieser Methoden finden sich in [Krebs, Gelb, May]

Beim linearisierten Kalman-Filter wird eine Normaltrajektorie für den Zustandsvektor als bekannt vorausgesetzt. Die Linearisierung erfolgt dann entlang dieser Trajektorie. Da die Normaltrajektorie nur selten konstant ist, ist das linearisierte Kalman-Filter auch bei konstanten Systemparametern zeitvariant. Die Rückführungsmatrix kann jedoch "off line" berechnet, und für die Arbeitspunkte entlang der Trajektorie abgespeichert werden. Für viele Anwendungsfälle ist das linearisierte Kalman-Filter jedoch nicht relevant, da keine Normaltrajektorie angegeben werden kann.

Das erweiterte Kalman-Filter bietet einen Ausweg für den Fall einer fehlenden a priori Information über eine Normaltrajektorie. Hier erfolgt die Linearisierung um den Schätzwert \hat{x} . Bei dieser Variante muß die Rückführungsmatrix in jedem Abtastschritt erneut berechnet werden.

Die beiden genannten Kalman-Filter stellen durch ihre Linearisierung Filter erster Ordnung dar (Approximation der Nichtlinearität durch eine Reihenentwicklung). Bei einigen Nichtlinearitäten kann diese verhältnismäßig grobe Näherung zu systematischen Schätzfehlern (Bias) führen. Eine bessere Approximation kann durch die Berücksichtigung der zweiten Ordnung der Reihenentwicklung erreicht werden (Minimum Varianz Filter 2. Ordnung, Gauß Filter). Allerdings benötigen diese Filtertypen eine wesentlich größere Rechenleistung als die Filter erster Ordnung und besitzen eine zusätzliche Verkopplung zwischen Schätzwert und Kovarianzzyklus.

Analog zu den deterministischen Zustandsbeobachtern sind auch bei den stochastischen Methoden Filter mit variabler Struktur bekannt. Im Extremfall handelt es sich dann um ganze Filterbänke, die je nach Systemzustand umgeschaltet werden.

Nach diesem allgemeinen Überblick über die Methoden der Zustandsbeobachter werden in den folgenden Abschnitten die in dieser Arbeit eingesetzten Typen näher beschrieben. Dabei wurden die linearen deterministischen Beobachterverfahren für den geschlossenen Regelkreis entworfen (Zustandsregelung zur Wandfilmkompensation). Die mit den stochastischen Verfahren geschätzten Zustände dienen zur reinen Steuerung der Kraftstoffeinspritzung (Lastschätzung und Lastprädiktion).

3.1.1 Lineare deterministische Beobachter

In vielen Anwendungen können Prozesse als störungsfrei angenommen werden, d.h. die Beziehung zwischen Ein- und Ausgangsverhalten kann rein deterministisch beschrieben werden. Läßt sich ein solcher Prozeß darüber hinaus durch ein lineares, zeitinvariantes Differentialgleichungssystem beschreiben, so kann zur Bestimmung beobachtbarer Zustände dieses Systems ein linearer, deterministischer Zustandsbeobachter entworfen werden. Ein solcher Zustandsbeobachter wurde erstmals von D.G. Luenberger veröffentlicht.

Ausgangspunkt ist der lineare, zeitinvariante Prozeß, der durch Gl. (3.1) und Gl. (3.2) beschrieben werden kann. Da die technische Realisierung aller Beobachter- und Regelverfahren der vorliegenden Arbeit mit Hilfe von Digitalrechner erfolgt, werden die linearen Verfahren in ihrer zeitdiskreten Form dargestellt.

$$\underline{x}(k+1) = A \cdot \underline{x}(k) + B \cdot \underline{u}(k) \quad (3.1)$$

$$\underline{y}(k) = C \cdot \underline{x}(k) \quad (3.2)$$

Dabei ist $\underline{x}(k)$ ein $[n \times 1]$ Vektor von Zuständen. A eine $[n \times n]$ Matrix entspricht der diskreten Systemmatrix (lokale Zustandübergangsfunktion). Die Eingangsgrößen werden durch den Vektor $\underline{u}(k)$ der Dimension $[r \times 1]$ beschrieben. B eine $[n \times r]$ Matrix entspricht der Steuermatrix. Die Matrix C mit der Dimension $[m \times n]$ entspricht der Beobachtungsmatrix. $\underline{y}(k)$ ein Vektor der Dimension $[m \times 1]$ entspricht dem Meßvektor.

Der Verlauf der Zustandstrajektorie dieses Systems soll anhand seiner Systemein- und Systemausgänge durch ein zweites, wiederum lineares, zeitinvariantes System approximiert werden. Dieser Ansatz führt zu einem Beobachtersystem der Form:

$$\hat{\underline{x}}(k+1) = A \cdot \hat{\underline{x}}(k) + B \cdot \underline{u}(k) + \underline{r}(k) \quad (3.3)$$

$$\underline{r}(k) = K \cdot (\underline{y}(k) - \hat{\underline{y}}(k)) \quad (3.4)$$

$$\hat{\underline{y}}(k) = C \cdot \hat{\underline{x}}(k) \quad (3.5)$$

Zusammengefaßt lautet die Beobachtergleichung dann:

$$\hat{\underline{x}}(k+1) = (A - K \cdot C) \hat{\underline{x}}(k) + B \cdot \underline{u}(k) + K \cdot \underline{y}(k) \quad (3.6)$$

Abb. 3.5 zeigt die Struktur des zeitdiskreten, linearen Luenbergerbeobachters.

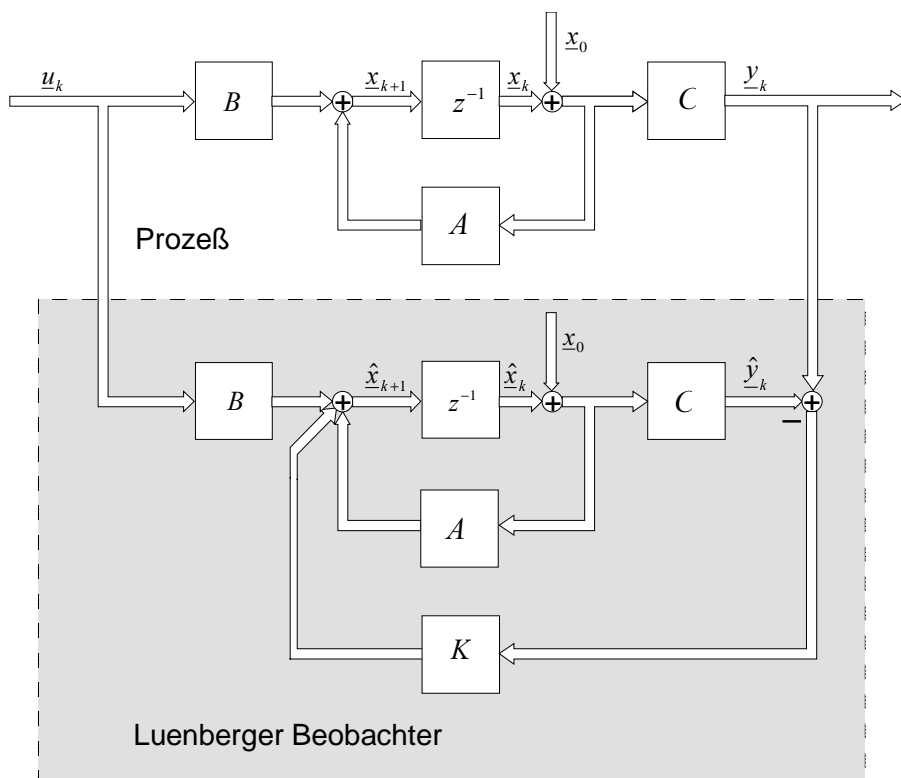


Abbildung 3.5 : Struktur des zeitdiskreten Luenbergerbeobachters

Die Eigenschaft der Zustände bezüglich ihrer Beobachtbarkeit hängt von der Systemmatrix A und der Beobachtungsmatrix C ab. Ein Zustand $\underline{x}[0]$ ist beobachtbar, wenn es ein k gibt, so daß $\underline{x}[0]$ aus der Kenntnis der Folgen $\underline{y}[0] \dots \underline{y}[k-1], \underline{u}[0] \dots \underline{u}[k-1]$ berechnet werden kann. Ein System ist somit beobachtbar, wenn dies für alle Zustände gilt. In Matrixschreibweise ist dies gewährleistet, wenn die Beobachtbarkeitsmatrix Q_B höchststrang besitzt (Gl. 3.7)

$$\text{rang}[Q_B] = \text{rang} \begin{bmatrix} A \\ C \cdot A \\ \vdots \\ C \cdot A^{n-1} \end{bmatrix} = n \quad (3.7)$$

Mit der Bestimmung der Rückführungsmatrix K wird die Dynamik des Beobachters festgelegt. Die Matrix K muß so gewählt werden, daß der Schätzfehler des Beobachters für beliebige Anfangszustände gegen Null strebt. Die Schätzfehlergleichung wird durch (Gl. 3.8) beschrieben und entspricht dem homogenen Teil der Beobachtergleichung (3.6).

$$\begin{aligned} \tilde{\underline{x}}(k+1) &= \underline{x}(k+1) - \hat{\underline{x}}(k+1) = A \cdot \underline{x}(k) + B \cdot \underline{u}(k) - (A \cdot \hat{\underline{x}}(k) - K \cdot C \hat{\underline{x}}(k) + B \cdot \underline{u}(k) + K \cdot \underline{y}(k)) \\ &= (A - K \cdot C) \cdot \tilde{\underline{x}}(k) \end{aligned} \quad (3.8)$$

Die Forderung ist erfüllt, wenn die Eigenwerte des Zustandsbeobachters innerhalb des Einheitskreises liegen. Die Eigenwerte können mit Hilfe der charakteristischen Gleichung nach (3.9) berechnet werden.

$$\det[z \cdot I - (A - K \cdot C)] = 0 \quad (3.9)$$

Prinzipiell sollten die Eigenwerte des Beobachters innerhalb der Eigenwerte des zu beobachtenden Prozesses liegen, damit die Beobachtungsvorgänge schneller abklingen als die Systemvorgänge. Ein Extremfall stellt der Deadbeat-Beobachter (Entwurf auf endliche Beobachtungszeit) dar, bei dem durch die Vorgabe aller Beobachterpole bei $z=0$ ein besonders rasches Abklingen des Beobachtervorgangs bei endlicher Einschwingzeit erreicht wird. Allerdings reagiert dieser Beobachterttyp durch sein differenzierendes Verhalten empfindlich auf Störungen, sowie auf Parameterschwankungen. In der Praxis wird i.a. versucht, unter Berücksichtigung dieser Randbedingungen die Pole im Bereich des Ursprungs zu plazieren.

Die Berechnung der Rückführungsmatrix erfolgt üblicherweise entweder mit dem Polvorgabeverfahren oder mit Hilfe eines Riccati-Entwurfs. Bei Eingrößensystemen wird meist das Polvorgabeverfahren bevorzugt, da die Pollagen in einer anschaulicheren Beziehung zum Zeitverlauf stehen als das quadratische Kriterium des Riccati-Entwurfs. Zur Bestimmung der Rückführungsmatrix K aus den vorgegebenen Eigenwerten muß das charakteristische Polynom des Zustandsbeobachters diese Eigenwerte als Nullstellen besitzen (3.10).

$$\det[z \cdot I - (A - K \cdot C)] = \prod_{v=1}^n (z - \beta_v) = z^n + f_{n-1}z^{n-1} + \dots + f_0 := f(z) \quad (3.10)$$

Mit der Formel von Ackermann (3.11) kann nun für Eingrößensysteme die Rückführungsmatrix berechnet werden. Dabei entspricht \underline{p}_n der letzten Spalte der Beobachtbarkeitsmatrix Q .

$$\underline{k} = \underline{p}_n \cdot f(A) = f_0 \cdot \underline{p}_n + f_1 \cdot \underline{p}_n \cdot A + \dots + \underline{p}_n \cdot A^n \quad (3.11)$$

Ausführliche Herleitungen zu diesem Thema finden sich in [Acker, Föl c, Hip].

3.1.2 Lineare stochastische Beobachter

Beim Luenbergerbeobachter wird davon ausgegangen, daß der zu beobachtende Prozeß nur gering gestört ist. Auch wenn vereinzelt größere Störungen auftreten, wird nach endlicher Zeit der exakte Zustand wieder erfaßt werden können. Permanenten Störungen, z.B. das Rauschen eines Meßverstärkers, bereiten diesem Beobachertyp jedoch Schwierigkeiten, da bei den Entwurfsverfahren die Störungen nicht berücksichtigt werden. Für diese Problemstellungen bieten sich stochastische Zustandsbeobachter an. Bei diesen Verfahren werden im System- und Beobachtungsmodell die Störungen berücksichtigt. Die Rückführungsmatrix K ist somit von den deterministischen und den stochastischen Eigenschaften des Prozesses abhängig und kann nicht mehr frei gewählt werden. Die dynamischen Eigenschaften des sich ergebenden Beobachters hängen ebenfalls von den stochastischen Parametern der Prozesse ab.

3.1.2.1 Kalman-Filter

Das lineare, stochastisch gestörte System- und Beobachtungsmodell (3.12) und (3.13) stellt den Ausgangspunkt für stochastische Zustandsbeobachter dar.

$$\underline{x}(k+1) = A(k) \cdot \underline{x}(k) + B(k) \cdot \underline{u}(k) + G(k) \cdot \underline{w}(k) \quad (3.12)$$

$$\underline{y}(k) = C(k) \cdot \underline{x}(k) + \underline{v}(k) \quad (3.13)$$

Der deterministische Teil des Modells entspricht der Struktur des Luenberger Beobachters. Allerdings sind nun die Systemmatrix, die Steuermatrix und die Beobachtermatrix zeitvariant. Hinzu kommt der $[l \times 1]$ Vektor $\underline{w}(k)$, der als additiver stochastischer Prozeß das Eingangsruschen (driving noise) darstellt. Die stochastische Kontrollmatrix $G(k)$, eine $[n \times l]$ Matrix verteilt die Rauschkomponenten von $\underline{w}(k)$ auf die Komponenten des Zustandsvektors. Der Rauschprozeß $\underline{w}(k)$ wird weiß, gaußförmig und unabhängig von allen Zuständen angenommen. Durch diese Eigenschaft kann er vollständig mit Hilfe der ersten beiden Momente, Erwartungswert und Kovarianz, beschrieben werden.

$$E\{\underline{w}(k)\} = \underline{0} \quad (3.14)$$

$$E\{\underline{w}(k) \cdot \underline{w}(j)^T\} = Q(k) \cdot \delta(k, j) \quad (3.15)$$

Aufgrund der Erwartungwertfreiheit von $\underline{w}(k)$ entspricht das zweite zentrale Moment, die Kovarianz dem zweiten nicht zentrale Moment, der Korrelation (3.15). Das Kroneckersymbol ist nach (3.16) definiert und beschreibt in (3.15) die zeitliche Unkorreliertheit von $\underline{w}(k)$

$$\delta(k, j) = \begin{cases} 1 & \text{für } k = j \\ 0 & \text{für } k \neq j \end{cases} \quad (3.16)$$

Die Startwerte des Zustandsvektors $\underline{x}(0)$ werden gaußverteilt und unabhängig von den anderen Größen angenommen.

$$E\{\underline{x}(0)\} = \underline{x}_0 \quad (3.17)$$

$$E\{(\underline{x}(0) - E\{\underline{x}(0)\}) \cdot (\underline{x}(0) - E\{\underline{x}(0)\})^T\} = P_0 \quad (3.18)$$

$C(k)$ entspricht der zeitvarianten Beobachtungsmatrix. Auch die Ausgangsgröße setzt sich aus einem deterministischen Anteil und dem additiven Rauschprozeß $\underline{v}(k)$ zusammen und wird mit $\underline{y}(k)$ bezeichnet. $\underline{v}(k)$, ein $[m \times 1]$ Vektor wird ebenfalls weiß, gaußförmig und von allen Zuständen unabhängig angenommen.

$$E\{\underline{v}(k)\} = \underline{0} \quad (3.19)$$

$$E\{\underline{v}(k) \cdot \underline{v}(j)^T\} = R(k) \cdot \delta(k, j) \quad (3.20)$$

Betrachtet man den Zustandsvektor $\underline{x}(k)$ als eine Zufallsvariable, so ist das stochastische Beobachtungsproblem dann optimal (d.h. mit minimaler Kovarianzenmatrix des Schätzfehlers) gelöst, wenn die bedingte Verteilungsdichtefunktion $f_{\underline{x}(k)/\underline{Z}(k)}(\underline{\xi}_k / \underline{Y}_k)$ von $\underline{x}(k)$ bedingt darauf, daß die bis einschließlich zum Zeitpunkt $t_k = k \cdot T$ betrachteten Meßvektoren die Realisationen $\underline{y}_1 \dots \underline{y}_k$ angenommen haben, bestimmt werden kann. $\underline{Y}(k)$ entspricht dem vergrößerten Beobachtungsvektor zur Berücksichtigung aller zurückliegenden Meßwerte. Eine ausführliche und grundlegende Herleitung der Gleichungen des Kalman-Algorithmus findet sich in [Lof-1] und [May]. Im folgenden soll die Arbeitsweise des rekursiven Algorithmus und die Berechnungsschritte erläutert werden.

Der rekursive Filteralgorithmus besteht aus zwei Schritten. Der Prädiktion (time update) und der Korrektur (measurement update). Abb. 3.6 soll diesen Zusammenhang verdeutlichen.

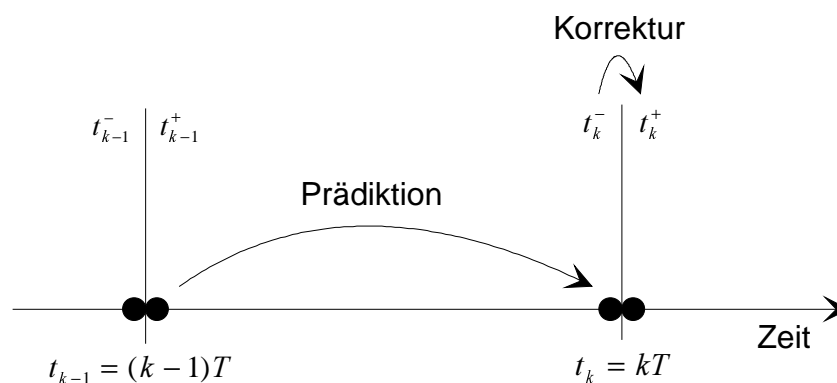


Abbildung 3.6 : Arbeitsweise des Kalman-Filter Algorithmus

Betrachtet man zunächst den Abtastzeitpunkt $(k-1)T$, so erfolgt eine Unterscheidung zwischen dem Zeitpunkt t_{k-1}^+ der Verfügbarkeit der Messung y_{k-1} und dem Zeitpunkt t_{k-1}^- unmittelbar vorher. Auf Basis der zum Zeitpunkt $(k-1)T$ zur Verfügung stehenden Informationen, dem optimal geschätzten Zustand \hat{x}_{k-1}^+ , seiner Schätzfehlerkovarianz P_{k-1}^+ und dem Eingangsvektor u_{k-1} erfolgt eine Prädiktion für den Zeitpunkt $k \cdot T$. Dabei werden der Zustand \hat{x}_k^- selbst, sowie die zu erwartende Unsicherheit dieser Prädiktion, die Prädiktionsfehlerkovarianz P_k^- , berechnet. Wenn schließlich zum Zeitpunkt $k \cdot T$ die Messung y_k zur Verfügung steht, erfolgt eine Korrektur der Prädiktionswerte. Danach steht ein neuer, korrigierter Zustand \hat{x}_k^+ , sowie die dazugehörige, aktualisierte Schätzfehlerkovarianz P_k^+ zur Verfügung.

In Abbildung 3.7 ist die Struktur des zeitdiskreten Kalman-Filters dargestellt. Sie gleicht prinzipiell der Struktur des Luenberger Beobachters (Abb. 3.5). Allerdings wird die Rückführungsmatrix beim Kalman-Filter in jedem Abtastschritt erneut berechnet und es erfolgt eine Schätzung des Zustandes bedingt auf die Realisation aller Meßwerte inklusive des aktuellen. Der asymptotisch arbeitende Luenbergerbeobachter bestimmt den Zustandsschätzwert aufgrund der Eingangsgröße, des Modells (B, A, und C-Matrix), der konstanten Rückführungsmatrix und des Residuums. Dabei wird jedoch erst das vorherige Residuum zur Korrektur des aktuellen Zustandes eingesetzt (Abb. 3.5).

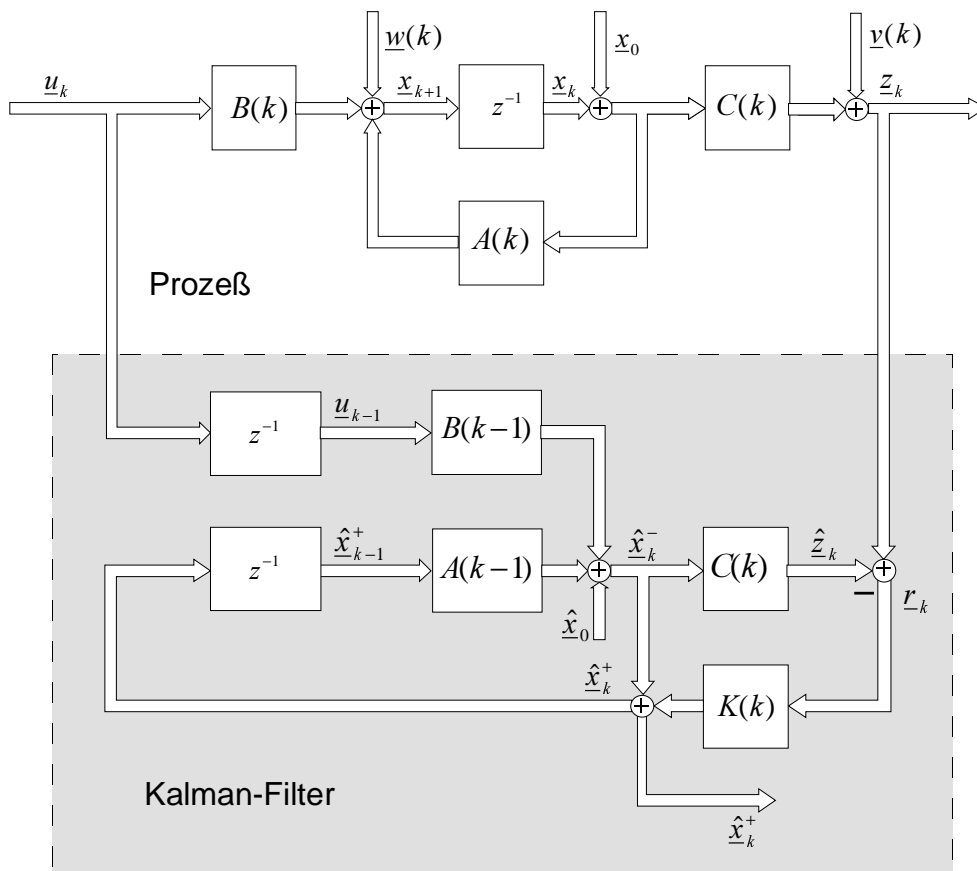


Abbildung 3.7 : Struktur des Kalman-Filter Algorithmus

Der Kalman-Filter Algorithmus

Erster Schritt des Filteralgorithmus: Prädiktion (time update)

Prädiktion des Zustandes:

$$\hat{\underline{x}}_k^- = A(k-1) \cdot \hat{\underline{x}}_{k-1}^+ + B(k-1) \cdot \underline{u}(k-1) \quad (3.21)$$

mit den Startwerten:

$$\hat{\underline{x}}_0^+ = E\{\underline{x}(0)\} = \underline{x}_0 \quad (3.22)$$

Fehlerkovarianz der Prädiktion:

$$P^-(k) = A(k-1) \cdot P^+(k-1) \cdot A(k-1)^T + G(k-1) \cdot Q(k-1) \cdot G(k-1)^T \quad (3.23)$$

mit dem Startwert:

$$P_0^+ = E\{(\underline{x}(0) - \underline{x}_0) \cdot (\underline{x}(0) - \underline{x}_0)^T\} = P_{\underline{x}_0} \quad (3.24)$$

Zweiter Schritt des Filteralgorithmus: Korrektur (measurement update)

Aktualisierung des Zustandes:

$$\hat{\underline{x}}_k^+ = \hat{\underline{x}}_k^- + K(k) \cdot \underline{r}_k \quad (3.25)$$

mit dem Residuum:

$$\underline{r}_k = \underline{y}_k - C(k) \cdot \hat{\underline{x}}_k^- \quad (3.26)$$

und der Rückführungsmatrix:

$$K(k) = P^-(k) \cdot C(k)^T \cdot [C(k) \cdot P^-(k) \cdot C(k)^T + R(k)]^{-1} \quad (3.27)$$

Fehlerkovarianz des aktualisierten Zustandschätzwertes:

$$P^+(k) = (I - K(k) \cdot C(k)) \cdot P^-(k) \quad (3.28)$$

Abbildung 3.8 : Zusammenstellung der Kalman-Filter Gleichungen

In Abb. 3.8 sind die erforderlichen Rekursionsschritte des Algorithmus zusammengestellt. Das Verfahren startet mit der Initialisierung der Zustände (3.22). Anschließend erfolgt die Berechnung der Prädiktionswerte anhand der Eingangsgrößen, sowie der System- und Steuermatrix (3.21). Die Prädiktion (time update) endet mit der Berechnung der Prädiktionfehlerkovarianz (3.23). Diese ist von der Systemmatrix, der Schätzfehlerkovarianz des letzten Abtastschritts und der Kovarianz des Eingangsrauschens (driving noise) abhängig. Im ersten Abtastschritt wird ein Startwert (3.24) für die Schätzfehlerkovarianz eingesetzt.

Die Korrektur (measurement update) startet mit der Berechnung des Residuums (3.26). Mit Hilfe des Residuums, der Prädiktionfehlerkovarianz und der Kovarianz des Meßrauschens wird anschließend die Rückführungsmatrix (Kalman-Gain) $K(k)$ bestimmt (3.27). Schließlich kann nun der korrigierte Zustand \hat{x}_k^+ berechnet werden (3.25). Mit der Bestimmung der Schätzfehlerkovarianz (3.28) endet ein Durchlauf des Kalman-Filter Algorithmus.

Stabilitätsverhalten des Kalman-Filters

Analog zu den Betrachtungen des Luenbergerbeobachters soll nun das Stabilitätsverhalten des Kalman-Filters untersucht werden. Durch Einsetzen der Gleichungen (3.21), (3.25) und (3.26) ineinander kann die Schätzgleichung berechnet werden. Sie lautet in Zufallsvariablen Schreibweise:

$$\begin{aligned} \hat{x}^+(k) = & [I - K(k) \cdot C(k)] \cdot A(k-1) \cdot \hat{x}^+(k-1) \\ & + [I - K(k) \cdot C(k)] \cdot B(k-1) \cdot u(k-1) + K(k) \cdot y(k) \end{aligned} \quad (3.29)$$

Für die Stabilitätsuntersuchung interessiert nur der homogene Teil dieser Gleichung, der durch Nullsetzen der Eingangsgrößen entsteht.

$$\hat{x}_h^+(k) = [I - K(k) \cdot C(k)] \cdot A(k) \cdot \hat{x}_h^+(k-1) \quad (3.30)$$

Entsprechend der Forderung nach globaler, gleichmäßiger und asymptotischer Stabilität, muß Gleichung (3.30) folgende Bedingung erfüllen:

$$\|\hat{x}_h^+(k_0)\| < \delta_1 \rightarrow \lim_{k \rightarrow \infty} \|\hat{x}_h^+(k)\| = 0 \quad \text{für beliebige } \delta_1 \quad (3.31)$$

Gleichung 3.31 fordert, daß der Betrag des Schätzvektors (Länge des Vektors) unabhängig von seiner Anfangsposition für große k gegen Null strebt. Eine geeignete Lyapunov-Funktion W zur Untersuchung dieser Konvergenz ist z.B. Gleichung (3.32).

$$W(\hat{x}_h^+(k), k) = \hat{x}_h^+(k)^T \cdot P^+(k)^{-1} \cdot \hat{x}_h^+(k) \quad (3.32)$$

Eine resultierende Forderung ist dabei ist die Beschränktheit der inversen Schätzfehlerkovarianzmatrix $P^+(k)^{-1}$. Aus dieser Forderung ergeben sich zwei Bedingungen, die zusammengekommen hinreichend sind für globale, gleichmäßige, asymptotische Stabilität:

1. stochastische Steuerbarkeit

$$\alpha_1 \cdot I \leq \sum_{j=i-N+1}^i \Phi(i, j) \cdot G(j-1) \cdot Q(j-1) \cdot G(j-1)^T \cdot \Phi(i, j)^T \leq \alpha_2 \cdot I \quad (3.33)$$

2. stochastische Beobachtbarkeit:

$$\alpha_1 \cdot I \leq \sum_{j=i-N+1}^i \Phi(j,i)^T \cdot C(j)^T \cdot R(j)^{-1} \cdot C(j) \cdot \Phi(j,i) \leq \alpha_2 \cdot I \quad (3.34)$$

wobei gilt:

$$\begin{aligned} 0 < \alpha_1 < \alpha_2 < \infty \\ i &\geq N \\ N &\text{ beliebig, aber fest} \end{aligned}$$

Diese beiden Bedingungen sagen letztendlich aus, daß die Stärke des Prozeßrauschens und die Stärke des Meßrauschens endlich, aber größer als Null sein müssen. Für das Meßrauschen ist dies sofort einsichtig, denn aus unendlich gestörten Meßwerten kann auch keine brauchbare Information gewonnen werden.

Der Summenterm von Gleichung (3.34) wird auch als Fisher'sche Informationsmatrix bezeichnet. Sie ist ein Maß für die Information, die durch die Messungen hinzugekommen ist.

3.1.2.2 Wiener Filter

Im Fall eines linearen, zeitinvarianten System- und Beobachtungsmodells, sowie stationären Rauschprozessen für das Eingangs- und Meßrauschen, verändert sich die Schätzfehlerkovarianz nach dem Einschwingvorgang nicht mehr (stochastische Beobachtbarkeit und Steuerbarkeit vorausgesetzt). Als Folge davon nehmen auch die Kalman Gains konstante Werte an. In vielen praktischen Anwendungen mit diesen Randbedingungen besteht der Bedarf, durch eine "Offline" Bestimmung dieser stationären Verstärkungen den Algorithmus erheblich zu vereinfachen und somit Rechenzeit einzusparen. Die "Online"-Bestimmung der Kovarianzmatrizen und der Kalman Gains kann dann entfallen.

Ein solcher Zustandsbeobachter wird auch als stationäres Kalman-Filter oder Wiener Filter bezeichnet. Eine direkte Bestimmung der Verstärkungen kann durch eine Grenzwertbetrachtung erfolgen. Dies führt zu einer Riccati Differenzgleichung, die numerisch gelöst werden kann [Gelb, Acker].

3.1.3 Nichtlineare stochastische Beobachter

In vielen Problemstellungen der Zustandsschätzung liegt ein nichtlinearer Prozeß zugrunde. Das Befüllen und Entleeren des Saugrohres zeigt beispielsweise im Saugrohrdruckverlauf ein stark unterschiedliches dynamisches Verhalten (Abb. 2.3), das auf eine Nichtlinearität zurückgeführt werden kann. Eine Linearisierung um einen festen Arbeitspunkt würde in diesem Fall nur unzureichende Ergebnisse liefern, da sich das dynamische Verhalten sehr stark mit dem Arbeitspunkt ändert. Ein möglicher Lösungsansatz ist in diesem Fall der Einsatz eines nichtlinearen Beobachters.

Da im Bereich der Motorsteuerungsproblematik normalerweise keine Normaltrajektorie für die thermodynamischen Zustände im Motor (Saugrohr) angegeben werden kann, ist der Einsatz eines linearisierten Kalman-Filters nicht möglich. Die Approximation der Nichtlinearitäten durch Funktionen höherer Ordnung mittels eines Gauß-Filters ist aus methodischer Sicht sinnvoll, scheidet jedoch aufgrund der erforderlichen hohen Rechenleistung aus. Als Kompromiß soll im vorliegenden Fall das Extended Kalman-Filter eingesetzt werden.

Der folgende Abschnitt beschreibt die Struktur und den Algorithmus des kontinuierlich/diskreten Extended Kalman-Filters. Ausgangsbasis dieses Filtertyps ist ein nichtlineares gestörtes System- und Beobachtungsmodell.

$$\dot{\underline{x}}(t) = \underline{f}(\underline{x}(t), \underline{u}(t), t) + G(t) \cdot \underline{w}(t) \quad (3.35)$$

Das Systemmodell (3.35) wird in kontinuierlicher Form angegeben. In den meisten Anwendungsfällen beruht die Modellbildung auf nichtlinearen Differentialgleichungen, für die kein exaktes, zeitdiskretes Äquivalent angegeben werden kann. Der Vektor $\underline{x}(t)$ entspricht dem Zustandsvektor, $\underline{u}(t)$ dem Eingangsvektor und $\underline{f}(\underline{x}(t), \underline{u}(t), t)$ einer vektoriellen, nichtlinearen Funktion. Die stochastische Kontrollmatrix G verteilt die Komponenten des Eingangsräuschvektors $\underline{w}(t)$ auf die Zustände. Wie beim linearen, zeitdiskreten Ansatz wird $\underline{w}(t)$ unkorreliert, gaußverteilt und unabhängig von allen anderen Größen angenommen (3.36 und 3.36a).

$$E\{\underline{w}(t)\} = \underline{0} \quad (3.36)$$

$$E\{\underline{w}(t) \cdot \underline{w}(t + \tau)^T\} = Q(k) \cdot \delta(\tau) \quad (3.36a)$$

Die nichtlineare Beobachtungsgleichung (3.37) ist in zeitdiskreter Form dargestellt. Der Meßvektor $\underline{z}(t_i)$ setzt sich aus der vektoriellen nichtlinearen Funktion $\underline{h}(\underline{x}(t_i), t_i)$ und dem additiven Rauschprozeß $\underline{v}(t_i)$, dem Meßrauschen zusammen. Die technische Realisierung der Schätzalgorithmen erfolgt üblicherweise mit Hilfe von Abtastsystemen. Die Meßwerte werden somit zu den diskreten Zeitpunkten t_i zur Verfügung gestellt.

$$\underline{z}(t_i) = \underline{h}(\underline{x}(t_i), t_i) + \underline{v}(t_i) \quad (3.37)$$

Das Meßrauschen wird ebenfalls weiß, gaußverteilt und unabhängig von allen anderen Größen angenommen (3.38) und (3.39).

$$E\{\underline{v}(t_i)\} = \underline{0} \quad (3.38)$$

$$E\{\underline{v}(t_i) \cdot \underline{v}(t_j)^T\} = R(t_i) \cdot \delta(t_i, t_j) \quad (3.39)$$

Abbildung 3.9 enthält eine Zusammenstellung der Gleichungen des Extended Kalman-Filters. Mit Hilfe von Gleichung (3.40) erfolgt die Prädiktion des Zustandes um das Zeitintervall eines Abtastschritts. Die Lösung dieser nichtlinearen Differentialgleichung muß für den Fall, daß keine allgemeine Lösung existiert (dies ist leider bei fast allen Anwendungen der Fall), numerisch erfolgen.

Die Schreibweise $\hat{\underline{x}}(t/t_i)$ besagt, daß für die Bestimmung des Schätzwertes für \underline{x} alle zurückliegenden Meßwerte einschließlich jener, die zum Zeitpunkt t_i angefallen sind, berücksichtigt wurden. Die Prädiktion startet mit dem Zustandsschätzwert $\hat{\underline{x}}(t_i/t_i)$ des letzten Abtastschritts und berechnet dann rekursiv (z.B. mit dem Euler-Integrationsverfahren) den Prädiktionwert $\hat{\underline{x}}^-(t_{i+1})$.

Zur Berechnung der Prädiktionsfehlerkovarianzmatrix wird die vektorielle, nichtlineare Funktion $f(\underline{x}(t), \underline{u}(t), t)$ um den Schätzwert $\hat{\underline{x}}(t/t_i)$ linearisiert (3.44). Mit Hilfe der resultierenden, linearisierten Systemmatrix $F(\hat{\underline{x}}(t/t_i), t)$ und der zeitkontinuierlichen Form der Prädiktionsfehlerkovarianzgleichung (3.42) erfolgt dann die Berechnung der Prädiktionsfehlerkovarianz $P^-(t_{i+1})$ für den Zeitpunkt t_{i+1} . Man beachte dabei die Unterschiede zu der zeitdiskreten Form (3.23) der Gleichung. Eine Herleitung der kontinuierlichen Form findet sich in [Gelb, May]. Analog zur Zustandsprädiktionsgleichung (3.40) kann auch die Prädiktionsfehlerkovarianzgleichung nur numerisch gelöst werden. Dabei sollte die Linearisierungsmatrix $F(\hat{\underline{x}}(t/t_i), t)$ nach jedem Integrationsschritt zur Lösung der Zustandsgleichung erneut berechnet werden. In Ausnahmefällen (je nach Form der Nichtlinearität) kann jedoch die Linearisierungsmatrix im Abtastintervall konstant gehalten werden.

Zur Berechnung der Kalman Verstärkungen (3.47) wird die linearisierte Beobachtungsmatrix $H(\hat{\underline{x}}^-(t_{i+1}), t_{i+1})$ benötigt. Sie wird durch die partielle Ableitung der nichtlinearen Beobachtungsgleichung $h(\underline{x}(t), t)$ nach den Komponenten des Systemzustandes \underline{x} im Arbeitspunkt $\hat{\underline{x}}^-(t_{i+1})$ bestimmt (3.49). Die Berechnung des Residuums (3.46) erfolgt jedoch anhand der nichtlinearen Beobachtungsfunktion. Die Aktualisierung des prädizierten Zustandes (3.45) ist identisch mit der zeitdiskreten Variante (3.25). Mit der Berechnung der Schätzfehlerkovarianzmatrix (3.48) wird eine Rekursion des Extended Kalman-Filter Algorithmus beendet.

Der Extended Kalman-Filteralgorithmus

Erster Schritt des Filteralgorithmus: Prädiktion (time update)

Prädiktion des Zustandes:

$$\hat{\underline{x}}(t / t_i) = \underline{f}(\hat{\underline{x}}(t / t_i), \underline{u}(t), t) \quad (3.40)$$

mit dem Startwert :

$$\hat{\underline{x}}(t_i / t_i) = \hat{\underline{x}}^+(t_i) \quad (3.41)$$

und dem Ergebnis :

$$\hat{\underline{x}}^-(t_{i+1})$$

Fehlerkovarianz der Prädiktion:

$$\dot{P}(t / t_i) = F(t, \hat{\underline{x}}(t / t_i)) \cdot P(t / t_i) \cdot F(t, \hat{\underline{x}}(t / t_i))^T + G(t) \cdot Q(t) \cdot G(t)^T \quad (3.42)$$

mit dem Startwert:

$$P(t_i / t_i) = P^+(t_i) \quad (3.43)$$

und dem Ergebnis :

$$P^-(t_{i+1})$$

Linearisierung der Systemgleichungen:

$$F(\hat{\underline{x}}(t / t_i), t) = \left. \frac{\partial \underline{f}(\hat{\underline{x}}(t), \underline{u}(t), t)}{\partial \underline{x}} \right|_{\underline{x}=\hat{\underline{x}}(t/t_i)} \quad (3.44)$$

Zweiter Schritt des Filteralgorithmus: Korrektur (measurement update)

Aktualisierung des Zustandes:

$$\hat{\underline{x}}^+(t_{i+1}) = \hat{\underline{x}}^-(t_{i+1}) + K(t_{i+1}) \cdot \underline{r}(t_{i+1}) \quad (3.45)$$

mit dem Residuum:

$$\underline{r}(t_{i+1}) = \underline{z}(t_{i+1}) - \underline{h}(\hat{\underline{x}}^-(t_{i+1}), t_{i+1}) \quad (3.46)$$

und der Rückführungsmatrix:

$$K(t_{i+1}) = P^-(t_{i+1}) \cdot H(\hat{\underline{x}}^-(t_{i+1}))^T \cdot \left[H(\hat{\underline{x}}^-(t_{i+1})) \cdot P^-(t_{i+1}) \cdot H(\hat{\underline{x}}^-(t_{i+1}))^T + R(t_{i+1}) \right]^{-1} \quad (3.47)$$

Fehlerkovarianz des aktualisierten Zustandschätzwertes:

$$P^+(t_{i+1}) = \left[I - K(t_{i+1}) \cdot H(\hat{\underline{x}}^-(t_{i+1})) \right] \cdot P^-(t_{i+1}) \quad (3.48)$$

Linearisierung der Beobachtungsgleichungen:

$$H(\hat{\underline{x}}^-(t_{i+1}), t_{i+1}) = \left. \frac{\partial \underline{h}(\underline{x}(t), \underline{u}(t), t)}{\partial \underline{x}} \right|_{\underline{x}=\hat{\underline{x}}^-(t_{i+1})} \quad (3.49)$$

Abbildung 3.9 : Zusammenstellung der Extended Kalman-Filter Gleichungen

3.2 Zustandsregelungen

Der folgende Abschnitt beschreibt die prinzipielle Struktur einer Zustandsregelung. Liegt für einen zu regelnden Prozeß ein Zustandsraummodell vor und können die interessierenden Zustände als Meßwerte oder als Schätzwerte eines Zustandsbeobachters zur Verfügung gestellt werden, so ist es naheliegend, ein auf die Systemdynamik und diese Zustände basierendes Regelverfahren (Zustandsregelung) zu entwerfen. Abbildung 3.10 zeigt die Struktur eines zeitdiskreten Zustandsreglers.

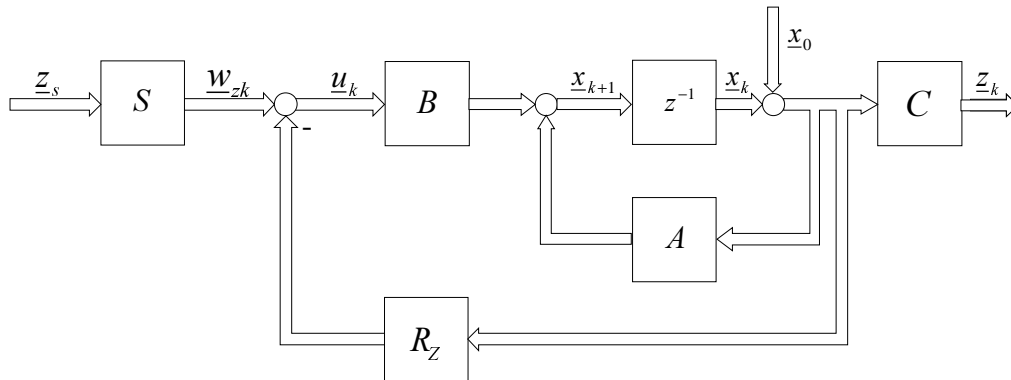


Abbildung 3.10 : Struktur eines zeitdiskreten Zustandsreglers

Analog zu den Betrachtungen der linearen deterministischen Beobachter lauten die System- und Beobachtungsgleichung des dem Zustandsregler zugrunde liegenden Prozesses:

$$\underline{x}(k+1) = A \cdot \underline{x}(k) + B \cdot \underline{u}(k) \quad (3.50)$$

$$\underline{y}(k) = C \cdot \underline{x}(k) \quad (3.51)$$

Die Aufgabe eines Zustandsreglers ist es, den Zustand \underline{x}_k in endlich vielen Schritten aus dem beliebigen Anfangspunkt \underline{x}_0 in den beliebigen Endpunkt \underline{x}_e zu überführen. Dies ist bei einem Prozeß genau dann möglich, wenn die Matrix \underline{Q}_s (3.52) den Höchstrang n hat. Dann ist das Abtastsystem aus regelungstechnischer Sicht steuerbar. Eine ähnliche Problemstellung wurde bereits bei der Beobachtbarkeit von deterministischen Zustandsbeobachtern (Kap. 3.1.1) dargestellt.

$$\underline{Q}_s = [B, A \cdot B, \dots, A^{n-1} \cdot B] \quad (3.52)$$

Über die charakteristische Gleichung des Abtastsystems (3.53) können die Eigenwerte des Abtastsystems berechnet werden. Liegen die Eigenwerte innerhalb des Einheitskreises, dann ist das Abtastsystem stabil.

$$\det[z \cdot I - (A - B \cdot R_z)] = 0 \quad (3.53)$$

Über eine konstante Reglermatrix R_z wird der Zustandsvektor zurückgeführt. Hiermit werden Anfangsstörungen ausgeglichen und dem System ein gewünschtes dynamisches Verhalten eingeprägt. Die Zustandsdifferenzgleichung ergibt dann:

$$\underline{x}_{k+1} = (A - B \cdot R_z) \cdot \underline{x}_k + B \cdot \underline{w}_{zk} \quad (3.54)$$

Um das gewünschte stationäre Führungsverhalten zu gewährleisten, wird ein Vorfilter benötigt. Das Vorfilter S kann nach Gleichung (3.55) berechnet werden.

$$S = [C \cdot (I - A + B \cdot R_z)^{-1} \cdot B]^{-1} \quad (3.55)$$

Das dynamische Verhalten des Systems wird durch die Lage seiner Eigenwerte charakterisiert. Analog zum Entwurf des Zustandsbeobachters können bei der Zustandsregelung die gleichen Entwurfmethoden angewendet werden. Da für den Eingrößenfall die Eigenwerte eines Systems mit dessen Pole identisch sind (von Ausnahmen abgesehen), ist es naheliegend, das Polvorgabeverfahren zum Reglerdesign einzusetzen. Beim Entwurf auf endliche Einstellzeit werden die Pole des geschlossenen Regelkreises durch eine entsprechende Wahl der Reglermatrix R_z in den Ursprung verschoben. Dieser Reglerentwurf wird auch Deadbeat-Regler bezeichnet. Er ist durch seine hohe Dynamik und seine Parameterempfindlichkeit jedoch nicht unproblematisch und aufgrund der Stellgrößenbegrenzung vieler technischer Anwendungen in der Praxis oft nicht realisierbar. Eine Verschiebung der Pole in die Nähe des Ursprungs unter Berücksichtigung der Stellgrößenbegrenzungen und Robustheitsanforderungen liefert in vielen Fällen gute Ergebnisse. Für den Fall komplexer Mehrgrößensysteme werden meist Riccati Regler eingesetzt [Acker, Föl-3].

Liegt die Zustandsraumdarstellung in der Regelungsnormalform vor, dann kann die Reglermatrix R_z direkt aus den Parametern der Systemmatrix A und aus dem gewünschten charakteristischen Polynom des geschlossenen Regelkreises bestimmt werden. Im allgemeinen ist die Strecke nicht in Regelungsnormalform gegeben. Jedoch kann die Reglermatrix R_z für Eingrößensysteme über die Formel von Ackermann [Acker] bestimmt werden.

$$\underline{r}^T = \underline{q}_n^T \cdot p(A) = p_0 \cdot \underline{q}_n^T + p_1 \cdot \underline{q}_n^T \cdot A + \dots + \underline{q}_n^T \cdot A^n \quad (3.56)$$

Die Parameter p_n sind die Koeffizienten des gewünschten charakteristischen Polynoms der Regelung und \underline{q}_n^T ist die letzte Zeile der inversen Steuerbarkeitsmatrix aus Gleichung (3.52).

4 Modellbildung

Für den Einsatz modellbasierter Steuer- und Regelalgorithmen in Seriensteuergeräten werden Modelle benötigt, die einerseits ein möglichst hohes Maß an Allgemeingültigkeit besitzen und damit den Applikationsaufwand minimieren, aber andererseits aufgrund der hohen Echtzeitanforderungen ein Minimum an Rechnerressourcen erfordern. Dieser offensichtliche Widerspruch erfordert bei der Modellbildung eine Anpassung der Modellierungstiefe an die jeweilige Aufgabenstellung und Hardwareumgebung.

Die in diesem Kapitel aufgeführten Modelle beruhen ausschließlich auf gewöhnlichen Differentialgleichungen. Allerdings wurden die Auswirkungen der ortsabhängigen Saugrohrdruckpulsationen mit Hilfe eines signaltheoretischen Ansatzes berücksichtigt. Die Parametrierung erfolgte auf der Grundlage eines 2.3 Liter Vierventil-Vierzylindermotors mit Nockenwellenverstellung, sowie an einem 3.2 Liter Dreiventil-Sechszylindermotor mit Schaltsaugrohr.

4.1 Der Luftpfad

4.1.1 Die Saugrohrdynamik

Die Berechnung der Zustandsänderung im Saugrohr erfolgt auf der Grundlage der Massebilanzgleichung und des ersten Hauptsatzes der Thermodynamik für offene, durchströmte Systeme. Zu diesen grundlegenden Sachverhalten kann auf eine umfangreiche Literatur verwiesen werden [Baehr, Els] Die Massebilanzgleichung (4.1) beschreibt allgemein die Änderung der Masse in einem Kontrollraum mit konstantem Volumen in Abhängigkeit der zu- und abfließenden Massenströme.

$$\frac{dm_k}{dt} = \sum_{i=1}^n \frac{dm_i}{dt} \quad (4.1)$$

Der erster Hauptsatz der Thermodynamik (4.2) stellt die bekannte Energiebilanzgleichung für einen Kontrollraum mit einem Zufluß und einem Abfluß dar. Dabei entspricht Q_{w_Δ} der zu- bzw. abgeführten Wärme, L_{t_Δ} der technischen Arbeit, H_1 und H_2 den Enthalpien der im Betrachtungszeitraum Δt zu- und abgeführten Stoffmengen m_1 und m_2 , sowie ω_1 und ω_2 den entsprechenden Geschwindigkeiten. z_1 und z_2 stellen die geometrischen Höhen des Zu- und Abflusses dar. m_{KA}, U_{KA} bzw. m_{KE}, U_{KE} entsprechen der Masse und der inneren Energie des Kontrollraums zu Beginn bzw. am Ende des Betrachtungszeitraums.

$$Q_{w_\Delta} + L_{t_\Delta} = H_2 - H_1 + m_2 \left(\frac{\omega_2^2}{2} + g \cdot z_2 \right) - m_1 \left(\frac{\omega_1^2}{2} + g \cdot z_1 \right) + m_{KA} \cdot U_{KA} - m_{KE} \cdot U_{KE} \quad (4.2)$$

Für moderne Ottomotoren mit externer Abgasrückführung und Tankentlüftung kann die Gleichung auf beliebige Zu- und Abflüsse erweitert werden (4.3).

$$Q_{w_{\Delta}} + L_{i_{\Delta}} = \sum_{i=1}^n \dot{m}_{aus_i} \left(h_{aus_i} + \frac{\omega_{aus_i}^2}{2} + g \cdot z_{aus_i} \right) - \sum_{j=1}^n \dot{m}_{ein_j} \left(h_{ein_j} + \frac{\omega_{ein_j}^2}{2} + g \cdot z_{ein_j} \right) + m_{KE} \cdot u_{KE} - m_{KA} \cdot u_{KA} \quad (4.3)$$

$L_{i_{\Delta}}$ und z_i können vernachlässigt werden, da in der Ansauganlage des Motors keine technische Arbeit zu- oder abgeführt wird und die geometrischen Höhenunterschiede zwischen Zu- und Abflüssen nur geringe Auswirkungen zeigen.

Meßtechnisch werden i.a. Luftmassenströme und keine Absolutluftmassen erfaßt. Eine Bilanzierung der Energieänderung ist somit zur Modellbildung vorteilhaft (4.4).

$$\dot{Q}_w = \sum_{i=1}^n \dot{m}_{aus_i} \left(h_{aus_i} + \frac{\omega_{aus_i}^2}{2} \right) - \sum_{j=1}^n \dot{m}_{ein_j} \left(h_{ein_j} + \frac{\omega_{ein_j}^2}{2} \right) + \frac{d}{dt} (m_k \cdot u_k) \quad (4.4)$$

Im folgenden soll nun Gleichung (4.4) in eine Differentialgleichung für den Druck im Saugrohr überführt werden. Dazu werden das ideale Gasgesetz (4.5) und die kalorischen Zustandsgleichungen (4.6) und (4.7) benötigt. p entspricht dem Absolutdruck des Behälters, V dessen Volumen, R_i der individuellen Gaskonstante und T der Temperatur.

$$p \cdot V = m \cdot R_i \cdot T \quad (4.5)$$

$$u(T) = \int_{T_0}^T c_v(T) \cdot dT + u_0 \quad (4.6)$$

$$h(T) = \int_{T_0}^T c_p(T) \cdot dT + h_0 \quad (4.7)$$

Für den Fall, daß sich die Temperatur verhältnismäßig gering ändert, können die spezifischen Wärmekapazitäten $c_v(T)$ und $c_p(T)$ konstant angenommen werden. Die Ableitung des idealen Gasgesetzes nach der Zeit ergibt:

$$\frac{dp}{dt} = \frac{\kappa - 1}{V} \cdot \frac{d}{dt} (m \cdot T \cdot c_v)$$

$$\text{mit } \kappa = \frac{c_p}{c_v} \quad \text{und} \quad R_i = c_p - c_v \quad (4.8)$$

Gleichung (4.4) in Gleichung (4.8) eingesetzt führt schließlich zur allgemeinen Differentialgleichung für den Druck (4.9).

$$\frac{dp_K}{dt} = \frac{\kappa - 1}{V_K} \left\{ \sum \dot{m}_{ein_j} \left(c_{p_j} T_{ein_j} + \frac{\omega_{ein_j}^2}{2} \right) - \sum \dot{m}_{aus_i} \left(c_p T_{aus_i} + \frac{\omega_{aus_i}^2}{2} \right) + \dot{Q} \right\} \quad (4.9)$$

Die Gasgeschwindigkeiten ω_i an den engsten Querschnitten der Zu- und Abflüsse hängen nach Gleichung (4.10) außer von den Masseströmen auch von den Dichten der ausströmenden Gase und von den effektiven Querschnitten der Öffnungen ab.

$$\omega_i = \frac{\dot{m}_i}{A_{\text{eff}_i} \cdot \delta_i} \quad \text{mit} \quad \delta_i = \frac{p_i}{R_i \cdot T_i} \quad (4.10)$$

Die Temperaturen der einströmenden Gase betragen in den engsten Querschnitten:

$$T_{\text{aus}} = T_{\text{ein}} \cdot \left(\frac{p_s}{p_{\text{ein}}} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} \quad (4.11)$$

γ entspricht dem Polytropenexponenten. Im engsten Querschnitt der Drosselstellen sinken somit die Enthalpien aufgrund der erhöhten Gasgeschwindigkeiten. Die Gleichungen (4.10) und (4.11) beziehen sich jedoch ausschließlich auf die Annahme einer idealen, laminaren Strömung in einer sich verengenden Düse (Abb 4.1).

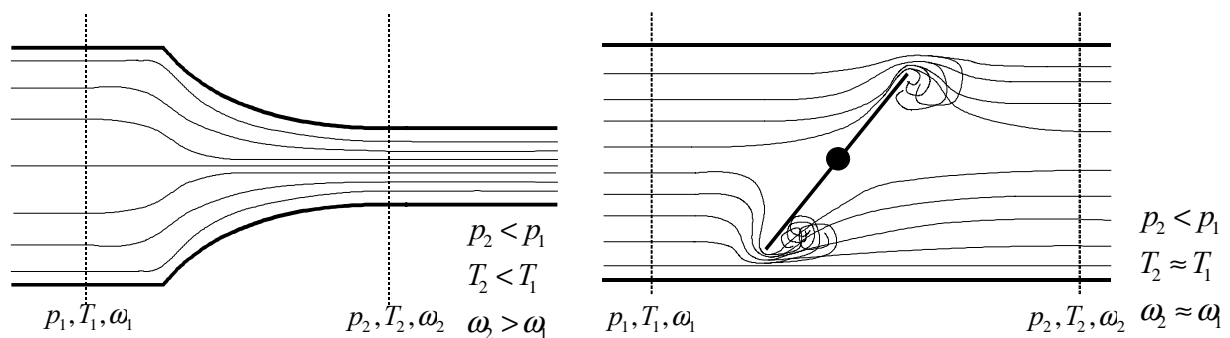


Abbildung 4.1 : Ideale Drosselströmung

Abbildung 4.2 : Reale Drosselströmung

Im Fall von realen Düsen, z.B. von Drosselklappen (Abb. 4.2), darf die Strömung nicht mehr laminar angenommen werden, da an den Kanten der Drosselscheibe starke Verwirbelungen auftreten. Der Rohrquerschnitt stromabwärts der Drosselstelle entspricht üblicherweise dem Querschnitt vor der Drosselung. Die erhöhte kinetische Energie des Gases wird somit durch die Verwirbelung größtenteils wieder abgebaut. Als Folge davon steigt auch die Enthalpie wieder an. Die Annahme einer isenthalpen Drosselung, also einer kompletten Vernachlässigung der veränderten kinetischen Energie ist jedoch auch nicht ganz korrekt. Dann müßte nämlich mit (4.10) für $\omega_1 = \omega_2$ Gleichung (4.12) zutreffen.

$$\frac{T_2}{p_2} = \frac{T_1}{p_1} \quad (4.12)$$

Der durch die Annahme isenthalper Drosselung entstehende Fehler ist bei konventionellen Saugmotoren jedoch gering. Der an der Drosselklappe des 4-Zylinder Motors meßtechnisch ermittelte Temperaturabfall beträgt maximal 1° Kelvin. Bei aufgeladenen Motoren und entsprechend höheren Strömungsgeschwindigkeiten kann dieser Fehler jedoch inakzeptabel hohe Werte annehmen. Abbildung 4.3 zeigt eine 3D-Simulation des Nahbereichs einer Drosselklappe. Der Drosselklappenöffnungswinkel beträgt 2 Grad (Leerlauf). Die Länge und die Ausrichtung der einzelnen Vektoren charakterisiert die ortsabhängige Geschwindigkeit und die Strömungsrichtung des Gases. Direkt hinter der Drosselklappenscheibe sind starke Wirbel und sehr niedrige Strömungsgeschwindigkeiten zu erkennen. Die höchste Strömungsgeschwindigkeit (und damit auch die niedrigste Temperatur) herrscht direkt im Spalt der Drosselklappe.

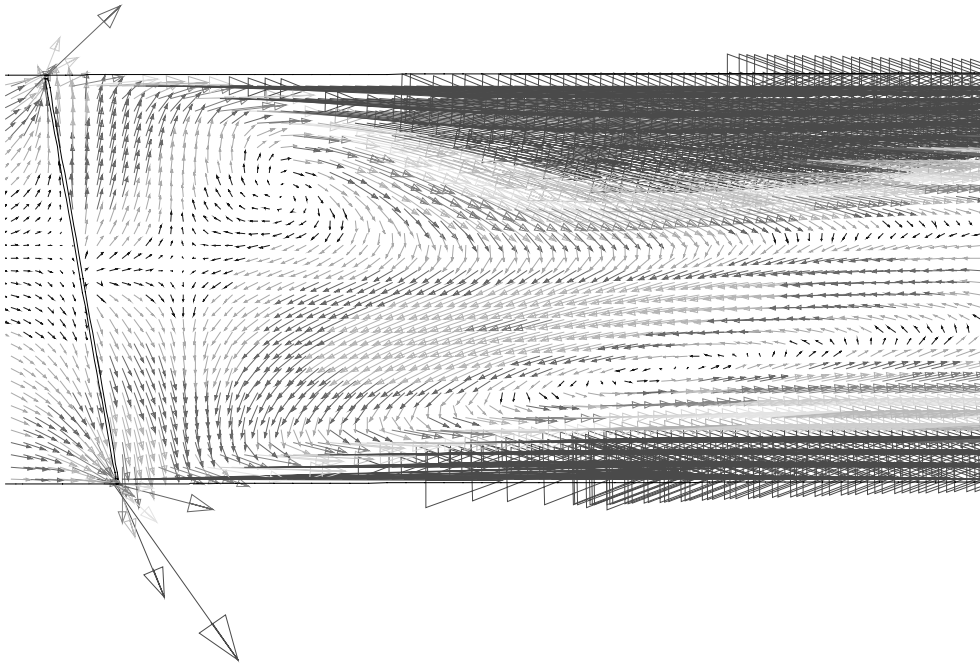


Abbildung 4.3 : 3D-Simulation des Nahbereichs einer Drosselklappe

Zur Anwendung von Gleichung (4.9) wird zunächst die Massenbilanz des Luftpfades bei Ottomotoren betrachtet. Die Befüllung des Saugrohres erfolgt über die Massenströme der Drosselklappe \dot{m}_{LDK} , der Abgasrückführung \dot{m}_{LAGR} , sowie der Tankentlüftung \dot{m}_{LTE} . Entleert wird das Saugrohr lediglich über die Massenströme der Einlaßventile \dot{m}_{LZyl} .

$$\dot{m}_{LS} = \dot{m}_{LDK} + \dot{m}_{LAGR} + \dot{m}_{LTE} - \dot{m}_{LZyl} \quad (4.13)$$

Die Annahme einer isenthalpen Drosselströmung führt zu der Saugrohrdruckdifferentialgleichung:

$$\frac{dp_S}{dt} = \frac{\kappa - 1}{V_K} \left\{ \dot{m}_{LDK} \cdot c_{p_D} \cdot T_{LDK} + \dot{m}_{LAGR} \cdot c_{p_A} \cdot T_{LAGR} + \dot{m}_{LTE} \cdot c_{p_E} \cdot T_{LTE} - \dot{m}_{LZyl} \cdot c_p \cdot T_{LS} + \dot{Q} \right\} \quad (4.14)$$

\dot{Q} entspricht dem Wärmeübergang von der Saugrohrwand auf die Saugrohrfüllung und kann in erster Näherung mit Gleichung (4.15) beschrieben werden.

$$\dot{Q} = k \cdot A_S (T_{SW} - T_{LS}) \quad (4.15)$$

Sollen die Zusammenhänge im Saugrohr als adiabate oder polytrope Zustandsänderungen modelliert werden, so wird zusätzlich eine Differentialgleichung für die Saugrohrtemperatur benötigt. Diese kann durch die Ableitung des idealen Gasgesetzes berechnet werden.

$$\frac{dp}{dt} = \frac{R}{V_S} \left\{ T_{LS} \frac{\partial}{\partial t} m_{LS} + m_{LS} \frac{\partial}{\partial t} T_{LS} \right\} \quad (4.16)$$

$$\dot{T}_{LS} = \frac{T_{LS}}{p_S} \left\{ \dot{p}_S - \frac{R T_{LS}}{V_S} \dot{m}_{LS} \right\} \quad (4.17)$$

Die Modellierung der Luftmassenströme der Zu- und Abflüsse kann mit Hilfe der Durchflußgleichung für kompressible Medien an idealen Düsen erfolgen. Diese Gleichung stellt in vielerlei Hinsicht eine starke Vereinfachung der tatsächlichen, komplexen Strömungsphänomene an den realen Stellventilen, der Drosselklappe, dem Abgasrückführventil oder dem Tankentlüftungsventil dar. Die Gleichung setzt eine sich gleichförmig verengende Düse und rein laminare Strömungsverhältnisse voraus. Bei allen realen Düsen tritt jedoch ein Geschwindigkeitsabfall zum Düsenrand hin auf. Kantige Düsenenden z.B. an der Drosselklappe verursachen darüber hinaus turbulente Strömungsanteile und Einschnüreffekte. Diese Phänomene können jedoch teilweise mit Hilfe des Dischargekoeffizienten $c_D(\alpha)$ berücksichtigt werden. Gleichung (4.18) und Gleichung (4.19) beschreiben exemplarisch die Luftmassenströmung am Hauptzufluß des Saugrohres, der Drosselklappe.

$$\dot{m}_{LDK} = A_{geo}(\alpha) \cdot c_D(\alpha) \cdot P_a \cdot \sqrt{\frac{2}{R_i \cdot T_a}} \cdot \psi(P_s, P_a, \gamma) \quad (4.18)$$

$$\psi(p_s, p_a, \gamma) = \begin{cases} \sqrt{\frac{\gamma}{\gamma-1} \left[\left(\frac{p_s}{p_a} \right)^{\frac{2}{\gamma}} - \left(\frac{p_s}{p_a} \right)^{\frac{\gamma+1}{\gamma}} \right]} & \text{für } 1 \geq \frac{p_s}{p_a} \geq \left(\frac{2}{\gamma+1} \right)^{\frac{\gamma}{\gamma-1}} \\ \left(\frac{2}{\gamma+1} \right)^{\frac{1}{\gamma-1}} \cdot \sqrt{\frac{\gamma}{\gamma+1}} & \text{für } \frac{p_s}{p_a} < \left(\frac{2}{\gamma+1} \right)^{\frac{\gamma}{\gamma-1}} \end{cases} \quad (4.19)$$

Abbildung 4.3a stellt die Durchflußgleichung (4.19) in Abhängigkeit des Druckverhältnisses dar. Oberhalb des kritischen Druckverhältnisses (überkritische Strömung) ist der Durchfluß konstant und es herrscht im engsten Querschnitt der Düse Schallgeschwindigkeit.

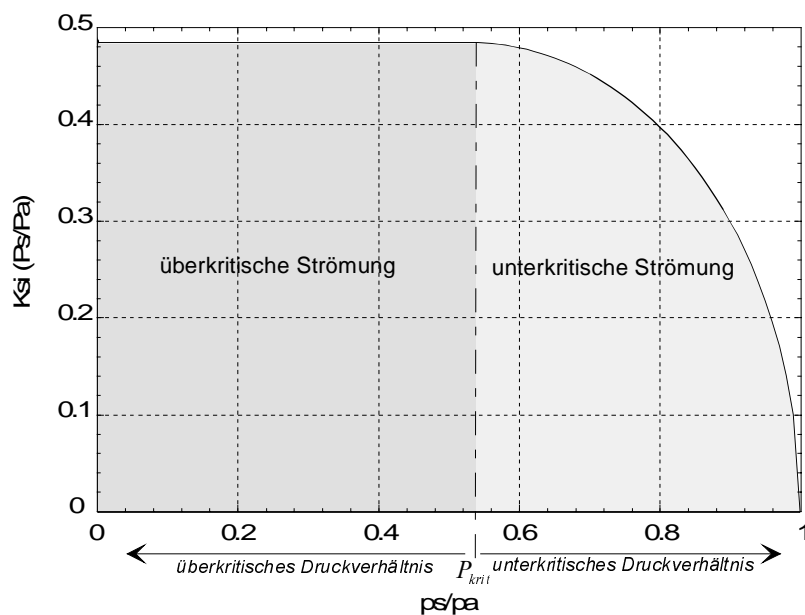


Abbildung 4.3a : Die Durchflußgleichung für ideale Düsen in Abhängigkeit des Druckverhältnisses

Zur Bestimmung des Korrekturfaktors c_D muß der geometrische Öffnungsquerschnitt A_{geo} der Drosselklappe exakt bestimmt werden, da meßtechnisch immer nur das Produkt aus beiden Größen, der effektive Strömungsquerschnitt, ermittelt werden kann. Grobe Näherungen bei der Modellierung des geometrischen Öffnungsquerschnitts äußern sich bei der Parametrierung mit einer starken Winkelabhängigkeit des Korrekturfaktors c_D ($c_D > |0.5|$). Dadurch verliert das Modell an Allgemeingültigkeit.

Die Massenströme der Abgasrückführung, sowie der Tankentlüftung können analog zur Drosselklappenströmung berechnet werden. Bezogen auf die Drosselklappenströmung beträgt der Abgasmassenstrom in der Praxis nur max. 10% und der Luftmassenstrom der Tankentlüftung etwa 3%. Allerdings muß die Temperatur der rückgeführten Abgasmasse ausreichend genau bestimmt werden, da aufgrund der geringen Dichte des Abgases auch geringe Rückführraten den Saugrohrabsolutdruck beeinflussen und insbesondere im instationären Motorbetrieb Gemischfehler verursachen können.

4.1.2 Modellierung des geometrischen Öffnungsquerschnitts der Drosselklappe

Die Abbildungen 4.4 und 4.5 zeigen die Schnittbilder einer Drosselklappe. α_{DK0} entspricht dem Winkel zwischen der Symmetrielinie der Drosselklappenscheibe und der Senkrechten am mechanischen Anschlag. Der Drosselklappenwinkel α_{DK} kann somit von α_{DK0} bis $\pi/2$ variiert werden.

Die Drosselgeometrie wird, sofern die Drosselscheibendicke d berücksichtigt wird, durch die achsnahen Kanten der Drosselscheibe und durch die Geometrie des Achsbolzens begrenzt. Bei voll geöffneter Klappe begrenzt lediglich der Achsbolzen die Drosselgeometrie.

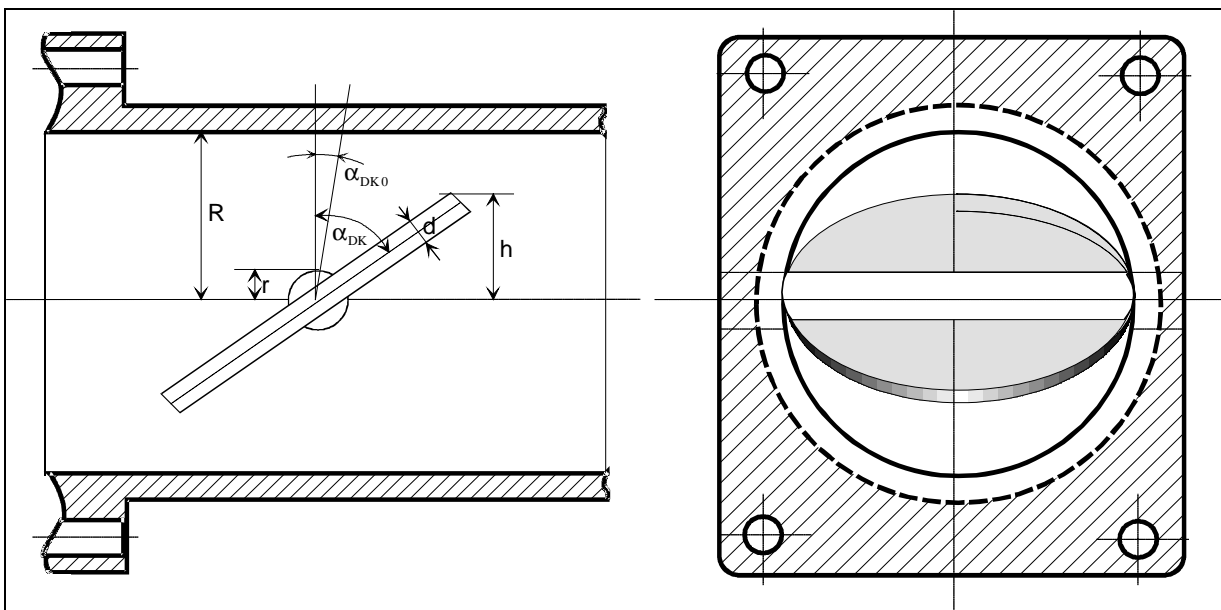


Abbildung 4.4 : Schnittbild einer Drosselklappe

Abbildung 4.5 : Vorderansicht einer Drosselklappe

Der dann herrschende Öffnungsquerschnitt kann durch Gleichung (4.20) beschrieben werden.

$$A_{geo90} = 2R^2 \left(\frac{\pi}{2} - \frac{r \sqrt{1 - \frac{r^2}{R^2}}}{R} - \arcsin\left(\frac{r}{R}\right) \right) \quad (4.20)$$

Wird die Drosselklappe geschlossen, so begrenzen zusätzlich zwei Ellipsensegmente den Öffnungsquerschnitt. Die Gesamtfläche dieser Ellipsensegmente ergibt:

$$A_{eseg} = 2R \left(h \arccos\left(\frac{r}{h}\right) - r \sqrt{1 - \frac{r^2}{h^2}} \right) \quad (4.21)$$

$$h = \sqrt{\frac{d^2}{4} + \left(\frac{R}{\cos(\alpha_{DK0})} - \frac{d}{2} \tan(\alpha_{DK0}) \right)^2} \cdot \left\{ \cos \left[\alpha_{DK} - \alpha_{DK0} + \arccos \left(\frac{R}{\sqrt{\frac{d^2}{4} + \left(\frac{R}{\cos(\alpha_{DK0})} - \frac{d}{2} \tan(\alpha_{DK0}) \right)^2}} \right) \right] \right\} \quad (4.22)$$

Somit erhält man für den geometrischen Öffnungsquerschnitt:

$$A_{geo} = A_{geo90} - A_{eseg} \quad (4.23)$$

Die Herleitung der Gleichungen (4.20) bis (4.22) sind im Anhang aufgeführt. In Abbildung 4.6 ist der geom. Öffnungsquerschnitt in Abhängigkeit des Drosselklappenwinkels mit $R=28.5$ mm, $r=6$ mm, $d=2.5$ mm, und $\alpha_{DK0} = 8^\circ$ dargestellt. Die Kurven 2 und 3 basieren auf einer Modellierung mit einer vernachlässigten Drosselscheibendicke bzw. durch die in der Literatur oft zitierte Näherungsfunktion:

$$A_{geo} = \pi R^2 (1 - \cos(\alpha_{DK} - \alpha_{DK0})) \quad (4.24)$$

Die relativen Fehler der Näherungen zeigt Abbildung 4.7. Zur Bestimmung des Dischargekoeffizienten muß die tatsächliche Drosselwirkung des Stellventils ermittelt werden. Dies erfolgt entweder an einem stationären Strömungsprüfstand oder direkt am Motorenprüfstand bzw. im Fahrzeug. Bei Motorversuchen müssen jedoch zusätzlich die periodischen Überlagerungen von Saugrohrdruck und Luftmassenstrom berücksichtigt werden. Dieser Zusammenhang wird in Kapitel 4.1.4 näher erläutert.

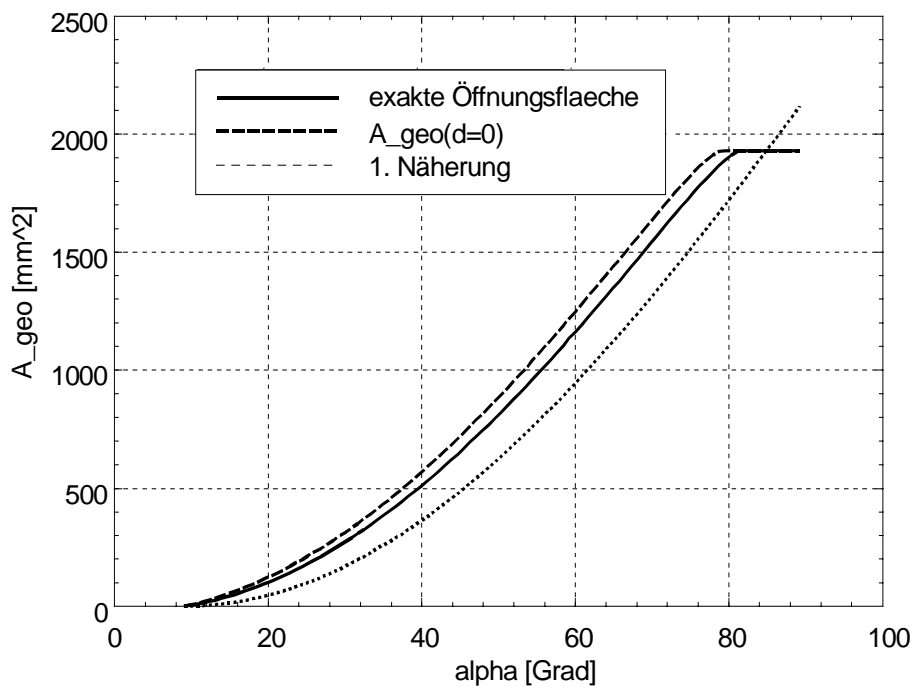


Abbildung 4.6 : *geometrischer Öffnungsquerschnitt einer Drosselklappe*

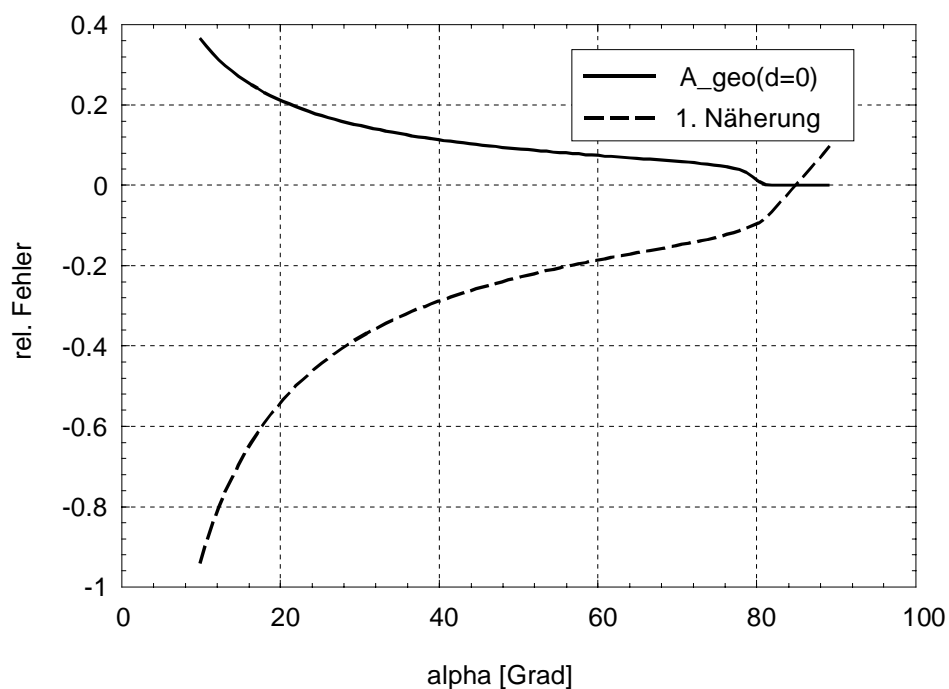


Abbildung 4.7 : *Relativer Fehler verschiedener Näherungen zur Berechnung des geometrischen Öffnungsquerschnitts*

Abbildung 4.8 zeigt den gemessenen und den berechneten (ohne Dischargekoeffizient) Luftmassenstrom der oben beschriebenen Drosselklappe in Abhängigkeit des Drosselklappenöffnungswinkels und der Druckdifferenz. Die Messungen wurden in einem Strömungslabor

durchgeführt. Massenströme über 600 Kg/h konnten aufgrund der begrenzten Saugleistung des Gebläses nicht erzeugt werden. Die Kennfelddaten wurden in diesem Bereich extrapoliert. Abbildung 4.9 zeigt den absoluten Fehler der Simulation (ohne Dischargekoeffizient) gegenüber der Messung. Die Abhängigkeiten des relativen Fehlers von Druckdifferenz und Drosselklappenwinkel werden in Abbildung 4.10 dargestellt. Für einen konstanten Dischargekoeffizient von 0.93 beträgt der relative Fehler für Drosselklappenöffnungswinkel größer 8° max. 10% (Abb. 4.11). Wird für den Dischargekoeffizienten der Polynomansatz (4.25) gewählt, läßt sich der relative Fehler in den für die Praxis relevanten Betriebspunkten um weitere 50% reduzieren.

$$c_D = \frac{1}{a_0 + a_1(\alpha_{DK} - \alpha_{DK0})^1 + a_2(\alpha_{DK} - \alpha_{DK0})^2 + a_3(\alpha_{DK} - \alpha_{DK0})^3 + a_4(\alpha_{DK} - \alpha_{DK0})^4} \quad (4.25)$$

Die Koeffizienten a_0 bis a_3 können der Tabelle 4.1 entnommen werden.

Die größten relativen Fehler treten dann bei sehr kleinen Winkeln und geringen Druckdifferenzen auf. Diese Betriebspunkte sind jedoch bei kleinen Lasten im Schlepfbetrieb erreichbar und haben für die Fahrzeuganwendung geringe Relevanz.

a_0	$a_1 \left[\frac{1}{^\circ DK} \right]$	$a_2 \left[\frac{1}{^\circ DK^2} \right]$	$a_3 \left[\frac{1}{^\circ DK^3} \right]$
0.545517	0.0763575	- 0.00346239	- 3.32194e-007

Tabelle 4.1 : Koeffizienten des Korrekturpolynoms

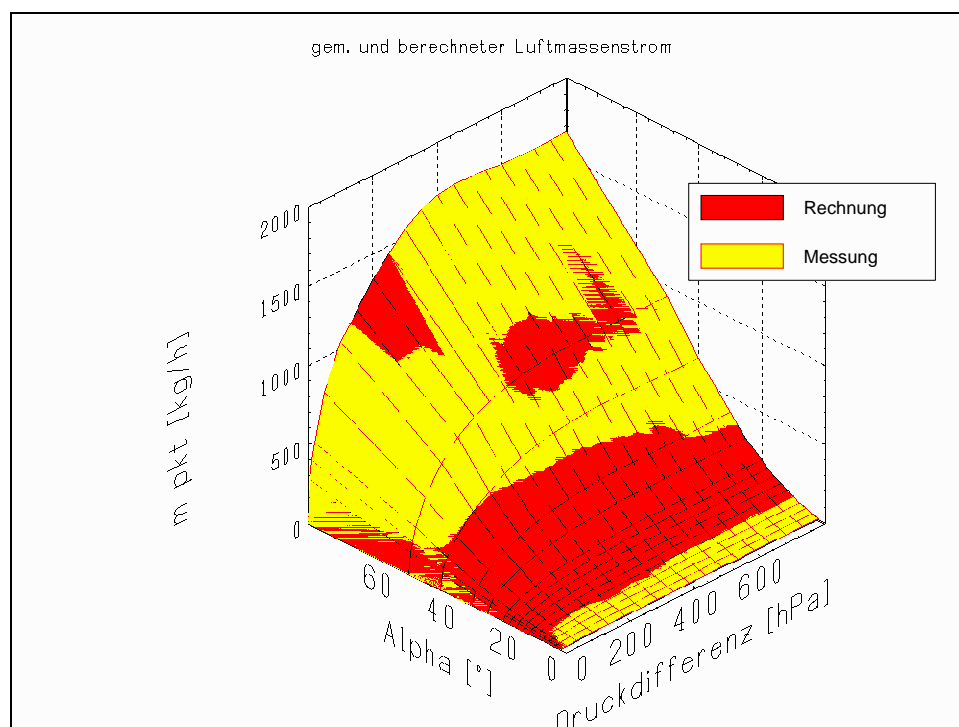


Abbildung 4.8 : Gemessener und berechneter Luftmassenstrom an der Drosselklappe

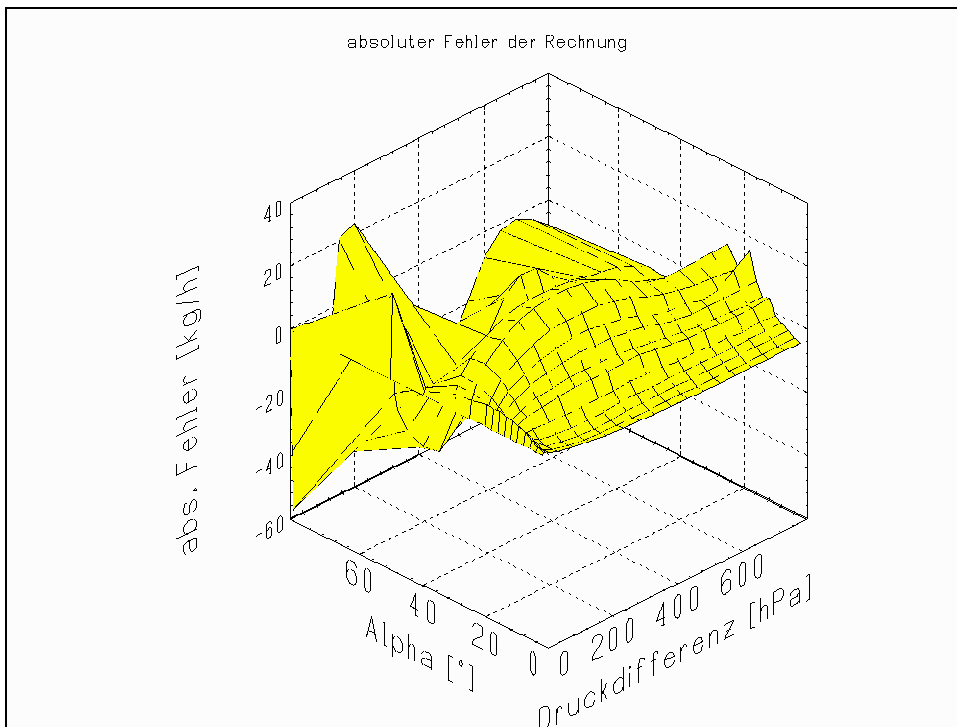


Abbildung 4.9 : Absoluter Fehler der Berechnung

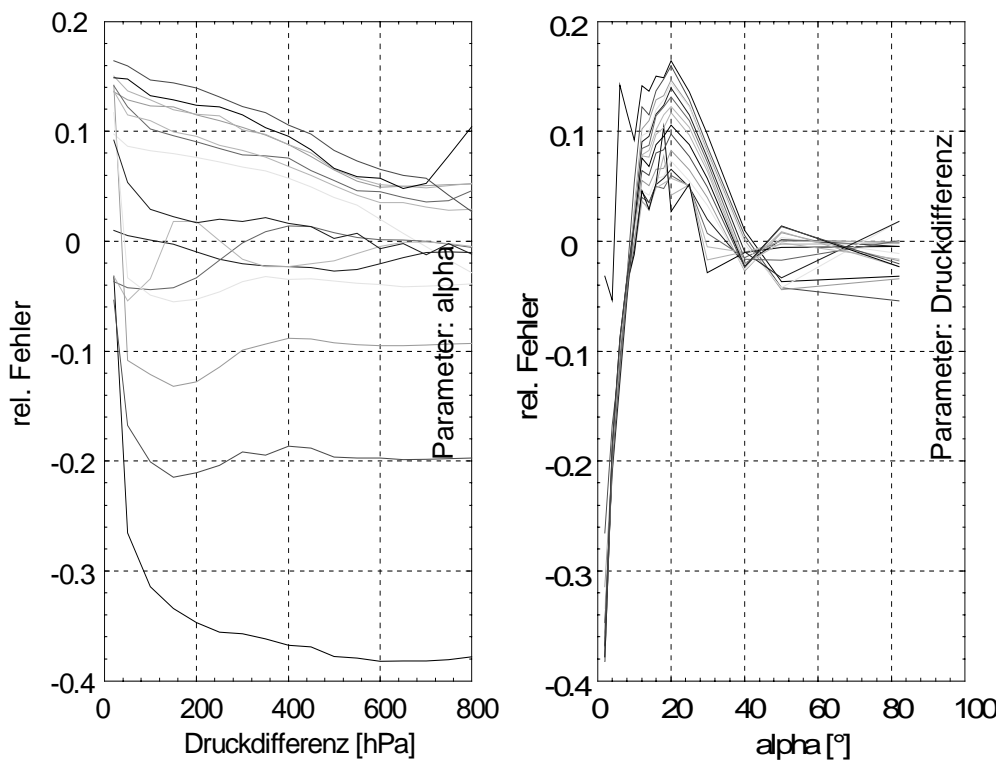


Abbildung 4.10 : Druckabhängigkeit und Winkelabhängigkeit des rel. Fehlers der Berechnung ohne Dischargekoeffizient

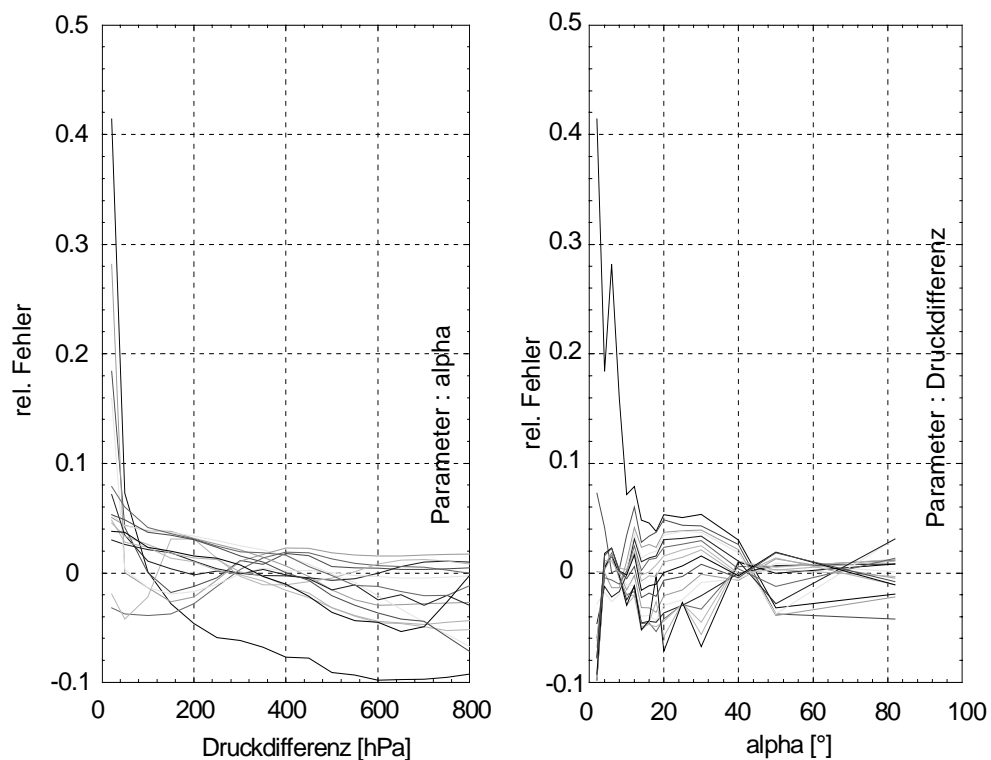


Abbildung 4.11: Druckabhängigkeit und Winkelabhängigkeit des rel. Fehlers der Berechnung mit Dischargekoeffizient

4.1.3 Das Saugverhalten des Motors

Die Abhängigkeiten der von den Zylindern angesaugte Luft \dot{m}_{LZyl} werden von Gleichung (4.26) vereinfacht beschrieben.

$$\dot{m}_{LZyl} = \frac{p_s}{R_L \cdot T_s} \cdot \dot{V}_{LZyl} \quad (4.26)$$

Für eine einlaßventilseitige, gleichförmige Strömung lautet der in den Motor einströmende Volumenstrom \dot{V}_{Zyl} (Mittelwertmodell):

$$\dot{V}_{LZyl} = \frac{N}{60} \cdot \frac{V_{Hub}}{2} \cdot n_{Zyl} \cdot \eta_{Vol} \quad (4.27)$$

Eine ereignisorientierte Modellierung zur Berücksichtigung der pulsierenden Massenströme erfolgt üblicherweise auf Basis der Volumenänderung in den Zylindern (4.28). λ_k entspricht dabei dem Verhältnis zwischen Kurbelwellenkröpfung und Pleuellänge, B_z der Bohrung des Zylinders. Eine stark vereinfachte Näherung für den Volumenstrom während des Öffnens der Einlaßventile eines Zylinders stellt eine sinusquadratförmige Strömungsfunktion dar (4.29).

$$\dot{V}_{Hub} = \omega_{mot} \cdot \frac{B_Z^2}{4} \pi r_k \left\{ \sin(\omega_{mot} t) + \frac{\lambda_k \omega_{mot} \cos(\omega_{mot} t) \cdot \sin(\omega_{mot} t)}{\sqrt{1 - \lambda_k^2 \sin^2(\omega_{mot} t)}} \right\}$$

mit $\omega_{mot} = \frac{2 \pi}{60} \cdot N$ (4.28)

$$\dot{V}_{LZyl_i} = \begin{cases} \hat{V}_{LZyl_i} \sin^2 \left[\frac{\pi}{\varphi_2 - \varphi_1} \cdot (\omega_{mot} t - \varphi_1) \right] & \text{für } \varphi_1 < \omega_{mot} t \leq \varphi_2 \\ 0 & \text{für } \varphi_2 \leq \omega_{mot} t < \varphi_1 \end{cases}$$

mit $\int_0^{\frac{\varphi_2 - \varphi_1}{\omega_{mot}}} \hat{V}_{LZyl_i} \sin^2(\omega_{mot} t) dt = V_{Hub} \cdot \eta_{Vol}$ (4.29)

Der volumetrische Wirkungsgrad η_{Vol} beinhaltet die Auswirkungen thermodynamischer Zusammenhänge des Gaswechsels und der Verbrennung auf das Saugverhalten des Motors. Die Wesentlichen sind:

- Rückströmung von Restgas aus den Zylindern bei Ventilüberschneidung
- Änderung des Restgasanteiles
- Resonanzbildung im Saugrohr (Druckpulsationen)
- Nockenwellenstellung und Schaltsaugrohrstellung
- Drosselverluste an den Einlaßventilen
- Temperaturerhöhung an den Einlaßventilen
- Abkühlung der angesaugten Luft durch die Verdampfungsenthalpie der eingespritzten Kraftstoffmasse

Die Literatur bietet an dieser Stelle eine ganze Reihe von Näherungen für das Saugverhalten von Verbrennungsmotoren [Heyw, Pisch]. Leider ist zur Berücksichtigung der wesentlichen Effekte mit der für eine Einspritzsteuerung erforderlichen Genauigkeit ein hoher Detaillierungsgrad notwendig. Da die Modellierung mit Hilfe gewöhnlicher Differentialgleichungen mit der geforderten Genauigkeit nicht möglich ist, muß η_{Vol} experimentell ermittelt werden. Abb. 4.12 zeigt das Füllungsverhalten eines Vierzylinder-Vierventilmotors bei verschiedenen Nockenwellenstellungen.

Bei konstanter Drehzahl und Nockenwellen- bzw. Saugrohrstellung kann der Zusammenhang zwischen Luftmassenstrom und Saugrohrdruck durch Geradengleichungen genähert werden (Abb. 4.13). Die akustischen Resonanzen im Saugrohr erzeugen Welligkeiten der über der Drehzahl aufgetragenen Füllungskurven. Abb. 4.14 zeigt diesen Zusammenhang.

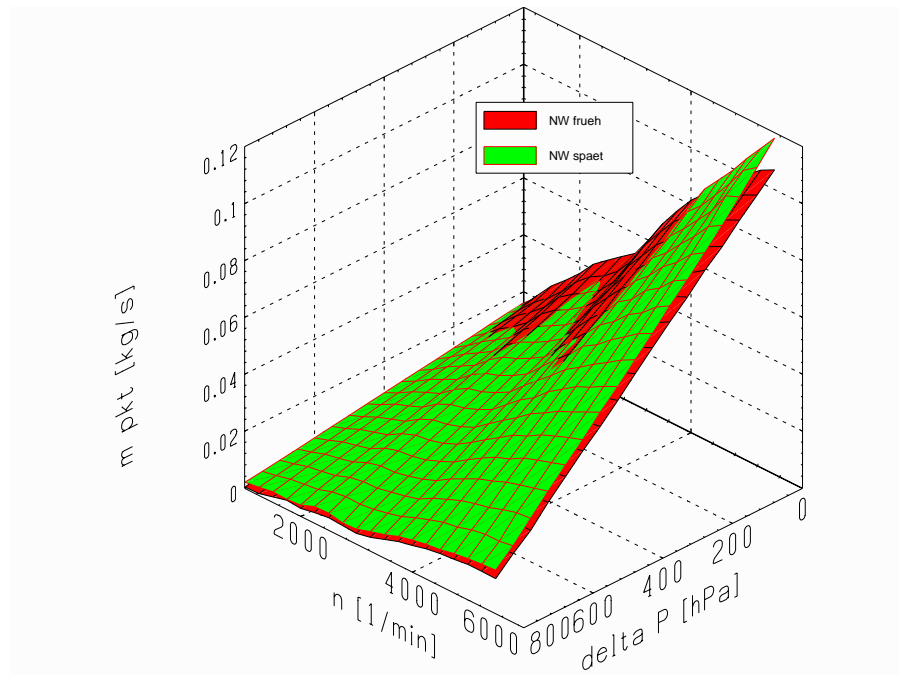


Abbildung 4.12 : Saugverhalten eines 4-Ventil Vierzylindermotors

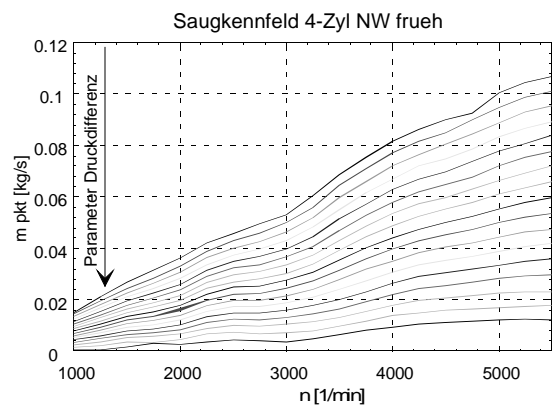
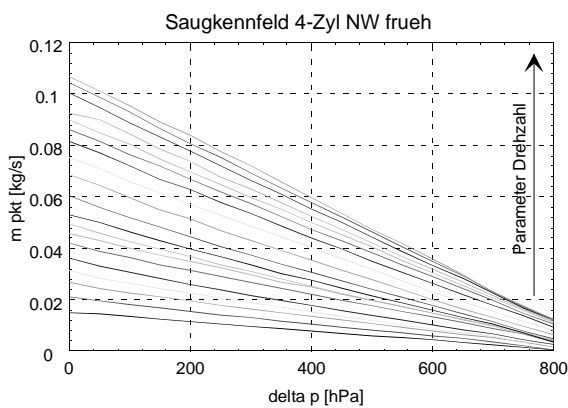
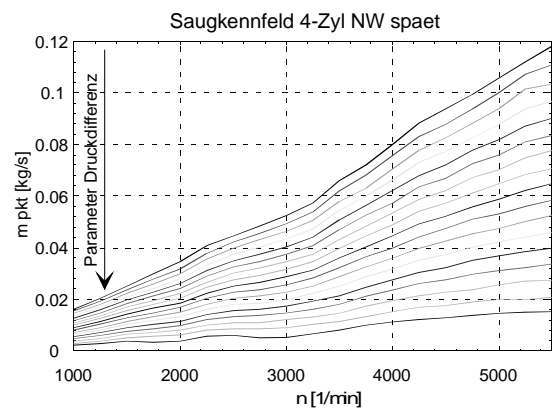
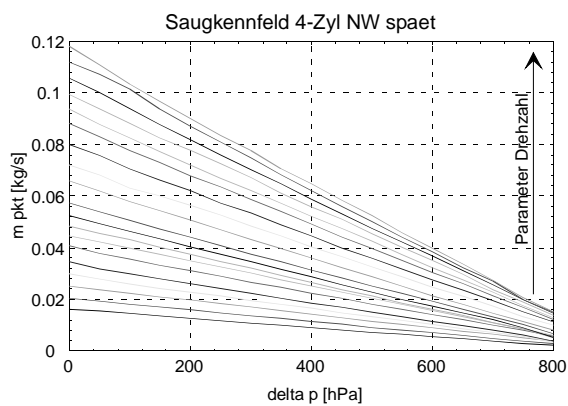


Abbildung 4.13 : Lineare Abhängigkeit des Füllungsverhaltens von der Druckdifferenz

Abbildung 4.14 : Drehzahlabhängigkeit des Füllungsverhaltens

4.1.4 Einflüsse der Saugrohrtemperatur

Eine weitere, wichtige Zustandsgröße zur Bestimmung der Zylinderfüllung ist die Saugrohrtemperatur. Bei konventioneller Technik werden im stationären Betrieb ihre Auswirkungen auf die Gemischbildung durch die Lambdaregelung kompensiert. Instationär können schnelle Temperaturänderungen jedoch Gemischfehler verursachen, da die Füllungsberechnung üblicherweise auf der Basis des an der Drosselklappe herrschenden Luftmassenstromes oder des Saugrohrdrucks in Verbindung mit der Ansauglufttemperatur erfolgt. Konventionelle Temperatursensoren verfügen über T_{90} -Zeiten größer 10 s, so daß eine direkte Messung der Saugrohrtemperatur zur Kompensation hochdynamischer Vorgänge nicht sinnvoll erscheint.

Abb. 4.15 zeigt einen Vergleich zwischen Messung und Simulation von Prozeßgrößen des Saugrohres während eines typischen Fahrzeugversuches im Stadtbereich. Die Meßdaten von Saugrohrdruck, Luftmassenstrom und Saugrohrtemperatur wurden zum besseren Vergleich von Pulsationen und Störungen befreit. Interessanterweise zeigt die Saugrohrtemperatur bereits bei geringen Instationärvorgängen erhebliche Schwankungen. Diese können bei stärkeren Saugrohrdruckänderungen ($> 600 \text{ hPa/s}$) 50 Grad Kelvin übersteigen.

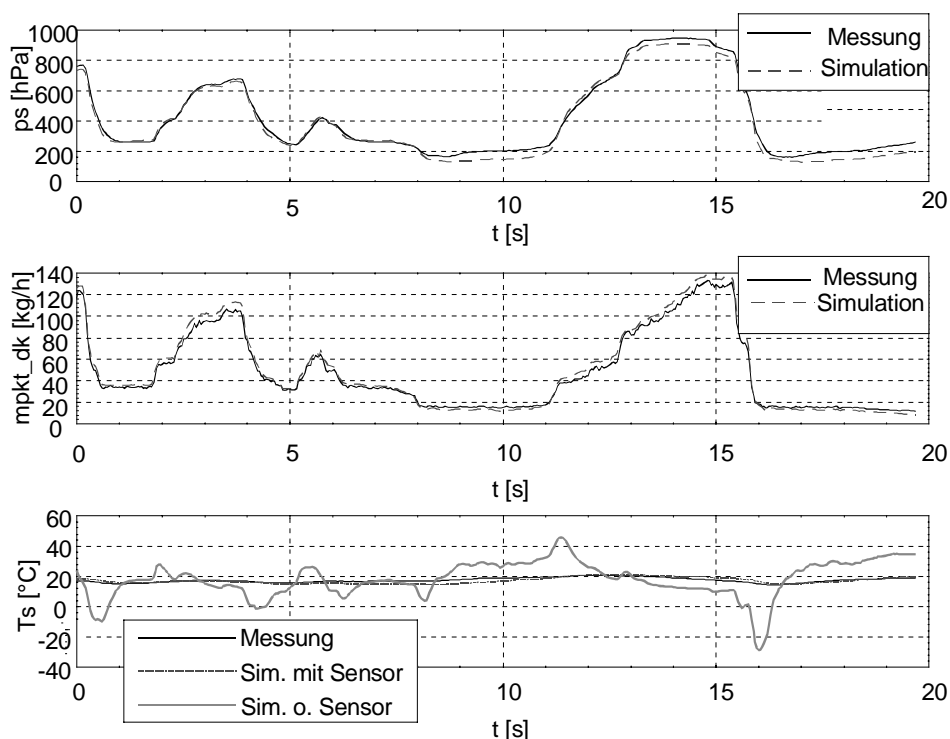


Abbildung 4.15 : Simulation und Messung instationärer Temperatureffekte während eines Stadtzyklus

Erfolgt die Berechnung der Einspritzzeit nur in Abhängigkeit des Saugrohrdrucks und der Ansauglufttemperatur, so kann der durch einen Saugrohrdruckanstieg verursachte Temperaturanstieg nicht berücksichtigt werden und das Gemisch wird angefettet. Da jedoch der Kraftstoffpfad durch seine Speicherwirkung in den Wandfilmen ein entgegengesetztes dynamisches Ver-

halten bezüglich der Gemischbildung zeigt, erfolgt bei diesen Systemen die Kompensation der instationären Temperatureffekte in den Funktionen zur Wandfilmkompensation.

Anhand des im Abgas gemessenen λ sind stets nur die Auswirkungen beider Effekte gemeinsam beobachtbar. Im Fall einer hohen externen Abgasrückführung muß die Erhöhung der Saugrohrtemperatur durch das rückgeführte, heiße Abgas berücksichtigt werden, da z.B. eine Erhöhung der Rückführrate bei konstantem Saugrohrdruck durch den Dichteabfall der Saugrohrfüllung eine Reduzierung der Zylinderfüllung verursacht. In Kapitel 5 bis 7 werden Ansätze verfolgt, die auf der Basis adaptiver Filter die Temperatureffekte im Saugrohr durch die Beobachtung des Luftmassenstromes und des Saugrohrdrucks beobachten.

4.1.5 Einflüsse von Druckpulsationen

Die in Kap. 2.2.2 genannte Pulsationsproblematik soll im folgenden Abschnitt näher betrachtet und mit Hilfe eines einfachen Modellansatzes beschrieben werden. Abb. 4.14 zeigt das auf die Drehzahl normierte, beidseitige Frequenzspektrum von Saugrohrdruck und Luftmassenstrom bei 2000 Umdrehungen pro Minute und oberer Teillast. Im Fall von Vierzylindermotoren entspricht die dominierende überlagerte Frequenz von beiden Signalen exakt der doppelten Drehzahl.

Alle wesentlichen höherfrequenten Spektralanteile sind ganzzahlige Vielfache der Drehzahl. Die Amplitude der dominierenden Harmonischen hängt stark von der Drehzahl ab und zeigt insbesondere beim Luftmassenstrom in den Resonanzpunkten starke Überhöhungen (Abb. 2.4). Abbildung 4.17 soll die Problematik prinzipiell verdeutlichen. Der Saugrohrdruck kann als ein Mittelwert und einer additiven harmonischen Überlagerung modelliert werden; ebenso der Luftmassenstrom.

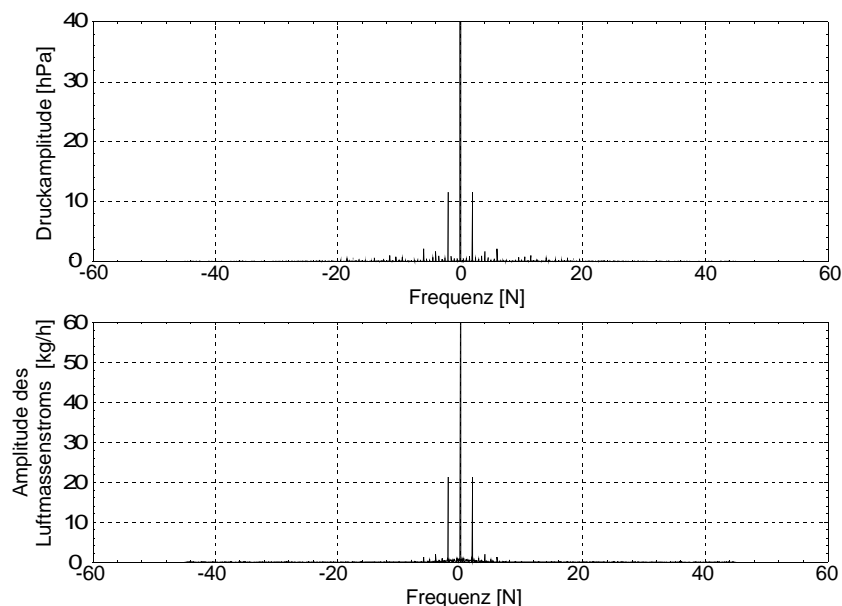


Abbildung 4.16 : *Normiertes Frequenzspektrum der Druck- und Luftmassenpulsationen*

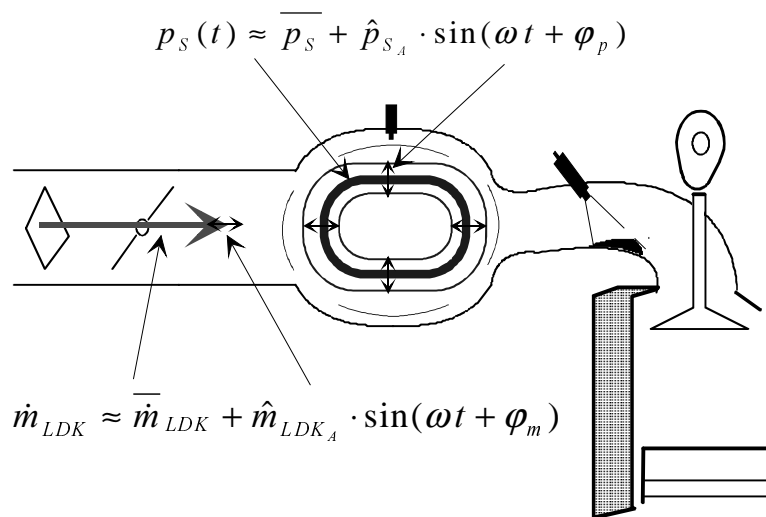


Abbildung 4.17: Modellierung der Druck- und Luftmassenpulsationen mit Hilfe harmonischer Funktionen

Bei konventioneller Technik werden zur Berechnung der Zylinderfüllung die Signale von Saugrohrdruck und Luftmassenstrom gemittelt (4.30) und (4.31). Die Mittelungszeit beträgt genau ein Segment und hängt damit von Drehzahl und Zylinderzahl ab (4.32).

$$\bar{\dot{m}}_{LDK} = \frac{1}{T_N} \int_{t_1}^{t_2} \dot{m}_{LHFM}(t) dt \quad (4.30)$$

$$\bar{p}_s = \frac{1}{T_N} \int_{t_1}^{t_2} p_s(t) dt \quad (4.31)$$

$$T_N = \frac{60 \cdot 2}{n \cdot k} = t_2 - t_1 \quad (4.32)$$

Auch bei Prüfstandsversuchen werden üblicherweise die Mittelwerte von Luftmassenstrom und Saugrohrdruck ausgewertet. Liegen bei der Parametrierung von Mittelwertmodellen diese vorverarbeiteten Meßdaten zugrunde, so muß auch der Einfluß der Nichtlinearitäten der Strecke (Saugrohr, Drosselklappe) auf die harmonischen Überlagerungen der Sensorsignale berücksichtigt werden. Insbesondere bei der Parametrierung des Drosselklappenmodells kann dieser Effekt starke Auswirkungen zeigen. Wird der Dischargekoeffizient oder der effektive Strömungsquerschnitt auf der Grundlage stark pulsierender, gemittelter Luftmassen und Druckmeßwerte berechnet, so wird oft implizit eine mittelwertfreie Abbildung der periodischen Überlagerungen des Drucks auf den Luftmassenstrom vorausgesetzt. Im unterkritischen Bereich entstehen jedoch immer amplitudenabhängige Offsets im Luftmassenstrom. In Gl. (4.33) wird ein konstanter mittlerer Saugrohrdruck mit einer sinusförmigen Überlagerung definiert und mit Hilfe von (4.34) und (4.35) auf den Luftmassenstrom an der Drosselklappe bei konstantem Drosselklappenwinkel \dot{m}_{DK} abgebildet. Der Mittelwert des Luftmassenstromes $\bar{\dot{m}}_{DK}$ kann dann nach (4.30) berechnet werden.

Der Saugrohrdruck ist von einer reinen sinusförmigen Pulsation überlagert. Die Pulsationsspitzen übersteigen dabei den Außendruck. Im zweiten Diagramm von Abb. 4.18 ist die doppelseitige Durchflußfunktion (4.35) dargestellt (es sei bemerkt, daß diese Funktion nicht punktsymmetrisch in $p_s/p_a=1$ ist). In diese Funktion ist der aktuelle Arbeitspunkt für die Abbildung des Saugrohrdrucks auf den Luftmassenstrom eingezeichnet. In den Druckpulsationsspitzen ist $p_s/p_a > 1$, so daß ein Teil des negativen Astes der Durchflußfunktion durchlaufen wird. Dies führt zu Rückströmungen an der Drosselklappe. Aufgrund der Nichtlinearität der Durchflußfunktion wird der Wechselanteil des Luftmassenstromes verzerrt. Die Folge davon ist eine Verschiebung des Mittelwertes. Bei überkritischem Druckverhältnis ist der Mittelwert des Luftmassenstromes unabhängig von der Amplitude der Druckpulsation. Im unterkritischen Bereich sinkt der Mittelwert des Luftmassenstromes in Abhängigkeit der Saugrohrdruckamplitude stark ab. Dies liegt einerseits an der starken Nichtlinearität der Abbildungsfunktion, aber auch an der höheren Dichte des rückströmenden Gases.

Ein mit Mittelwerten aus dem Motorversuch parametrisiertes Drosselklappenmodell kann somit bei stark pulsierendem Saugrohr wesentlich kleinere Dischargekoeffizienten erhalten als mit vergleichbaren Messungen an einem stationären Strömungsprüfstand.

Dieser Effekt macht sich jedoch erst dann störend bemerkbar, wenn sich bei gleichem Saugrohrdruckniveau die Pulsationsamplitude ändert, z.B. bei Zylinderabschaltung, starker externer Abgasrückführung oder extremen Änderungen von Außendruck oder Außentemperatur. Der effektive Strömungsquerschnitt zeigt dann in der Regel eine nicht unerhebliche Drehzahlabhängigkeit.

Im Fall von Mittelwertmodellen kann der entstehende Fehler bei der Luftmassenberechnung durch Hinzufügen eines Korrekturterms für den Mittelwert des Luftmassenstromes größtenteils kompensiert werden. Dieser Korrekturterm ist abhängig vom Druckverhältnis und von der Amplitude der Saugrohrdruckpulsation.

4.1.6 Sensoren zur Luftmassenbestimmung

Zur Berechnung der Zylinderfüllung (Last) haben sich bei modernen, konventionellen Einspritzsystemen drei Verfahren durchgesetzt.

- Luftmassenbasierte Systeme
- Druckbasierte Systeme
- Drosselklappenbasierte Systeme

Luftmassenbasierte Systeme

Die Berechnung der Zylinderfüllung erfolgt auf Basis des vor der Drosselklappe mit einem Luftmassensensor ermittelten Luftmassenstromes. Dabei werden zunehmend die Hitzdrahtsensoren von den Heißfilmsensoren abgelöst, da diese ein robusteres Verhalten gegenüber Verschmutzungen aufweisen. Darüber hinaus stehen eine Reihe mikromechanischer Realisierungen von heißfilmbasierten Sensorelementen zur Verfügung, mit denen zusätzlich die Richtung des gemessenen Luftmassenstromes bestimmt werden kann.

Insbesondere bei stark pulsierenden Vierzylindermotoren mit Sensoren ohne Richtungserkennung können die gemittelten Absolutluftmassen in den Resonanzpunkten des Saugrohres stark fehlerbehaftet sein.

Abbildung 4.19 zeigt den prinzipiellen Aufbau eines mikromechanischen Luftmassensensors mit Richtungserkennung. Das Meßprinzip beruht auf einer in Abhängigkeit des gerichteten Luftmassenstromes sich ändernden Temperaturverteilung. Die Mitte einer Membran wird durch eine Heizzone auf einer konstanten Temperatur gehalten (in Abhängigkeit der zusätzlich gemessenen Ansauglufttemperatur). Ohne Luftmassenströmung ergibt sich eine symmetrische Temperaturverteilung auf der Membran. Die stromaufwärts angeordnete Teilfläche der Membran wird im Falle einer Luftmassenströmung wesentlich stärker abgekühlt als die stromabwärts gerichtete Teilfläche. Mit zwei in einer Meßbrücke geschalteten und symmetrisch zur Heizzone angeordneten Temperatursensoren wird die Temperaturdifferenz der Membranenden bestimmt. Diese ist abhängig von Betrag und Richtung des Luftmassenstromes.

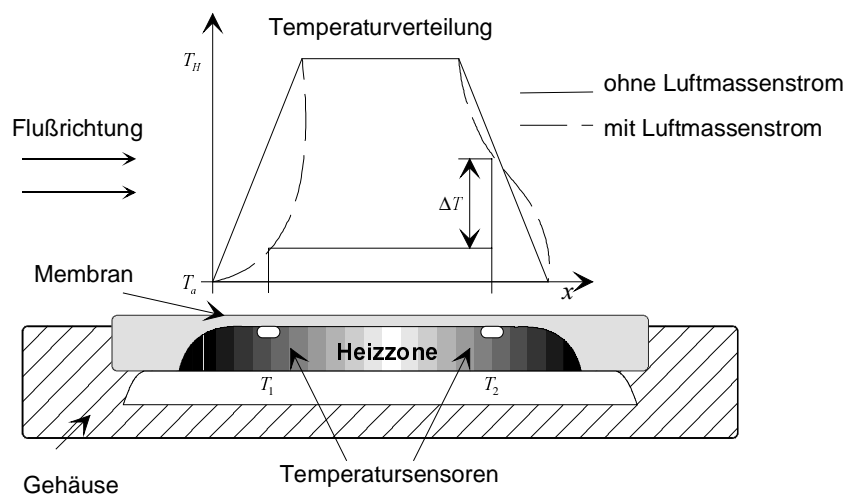


Abbildung 4.19 : Heißfilmluftmassensensor mit Richtungserkennung (Bosch)

Der relative Fehler des gemessenen und gemittelten Luftmassenstromes beträgt bei stark pulsierender Strömung max. 10% (Herstellerangaben). Die Zeitkonstante wird mit ≈ 7.5 ms angegeben.

Druckbasierte Systeme

Grundlage zur Lastbestimmung ist der im Saugrohr gemessene Absolutdruck in Verbindung mit der Außen- und/oder Saugrohrtemperatur. Die Druckerfassung erfolgt üblicherweise piezoresistiv oder piezoelektrisch. Die Zeitkonstanten der meisten marktüblichen Sensoren liegen bei etwa einer Millisekunde. Die Fehlerkurve in Abhängigkeit der Umgebungstemperatur eines Serien-Saugrohrdrucksensors (Nippondenso) zeigt Abbildung 4.20. Über die Lebensdauer des Sensors steigt der relative Fehler im gesamten Druckbereich um max. 70%.

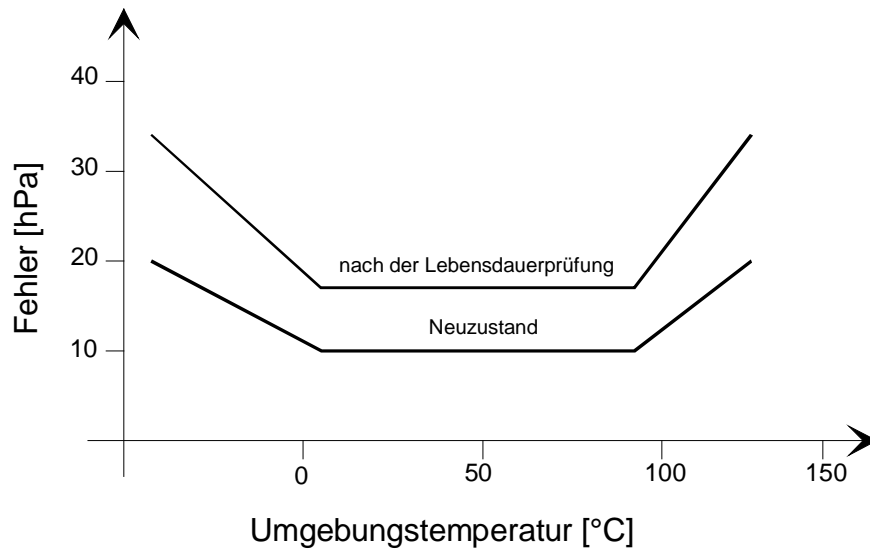


Abbildung 4.20 : *Absoluter Fehler eines Saugrohrdrucksensors (Nippondenso)*

Drosselklappenbasierte Systeme

Bei drosselklappenbasierten Systemen werden der Drosselklappenwinkel, die Drehzahl, die Saugrohrtemperatur und/oder die Ansauglufttemperatur zur Lasterfassung eingesetzt. Dieses Verfahren stellt meßtechnisch die einfachste Form der Lasterfassung dar, da die Sensorinformationen mit relativ geringem Aufwand bereitzustellen sind. Allerdings stehen mit diesen Sensorsignalen auch nur die Stellgrößen für den Luftpfad zur Verfügung. Die dynamisch wichtigen thermodynamischen Zustände, Luftmassen und Drücke, stehen nicht bereit und müssen indirekt berechnet werden. Bei zusätzlicher externer Abgasrückführung enthält das Gesamtsystem dann viele unsichere Parameter. Der Drosselklappenwinkel wird in den meisten Fällen als Absolutwinkel mit Hilfe eines linearen Potentiometers erfaßt. Der nichtlineare Zusammenhang zwischen Drosselklappenwinkel und Luftmassenstrom begrenzt die Auflösung und damit die Genauigkeit der Luftmassenbestimmung. Insbesondere bei niedrigen Drehzahlen und im unteren Teillastbereich des Motors macht sich dieser Effekt bemerkbar.

In Abbildung 4.21 ist im ersten Diagramm die Sensitivität des Luftmassenstromes auf den Drosselklappenöffnungswinkel (stationär bei 1250 U/min) dargestellt. Das zweite Diagramm zeigt die absolute Auflösung des Luftmassenstromes bei einer Quantisierung mit 10 Bit und einer Nutzung des Quantisierungsbereiches von 80%. Der durch die Quantisierung bedingte relative Fehler beträgt maximal 3%.

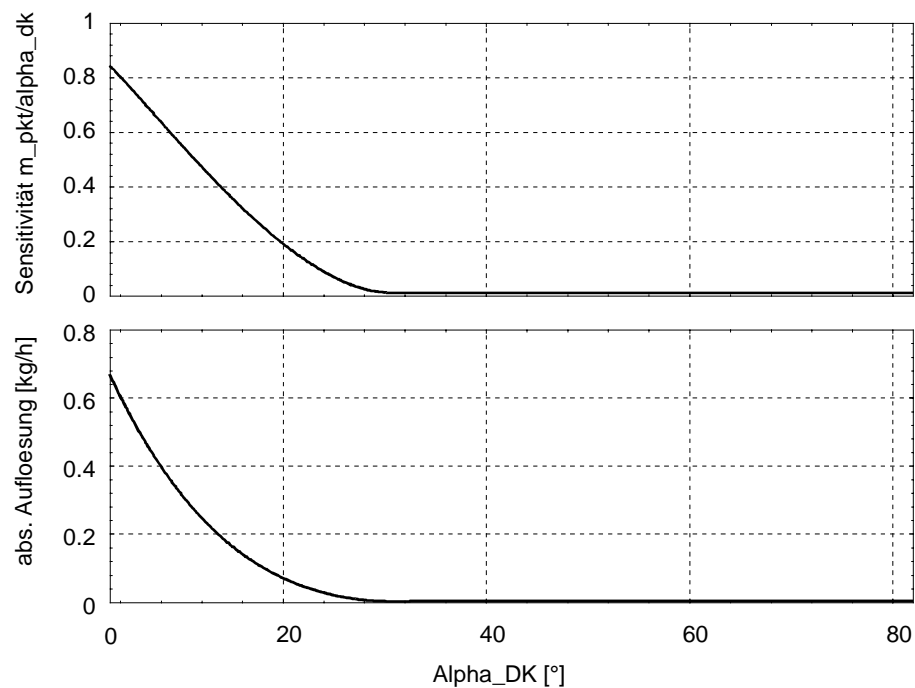


Abbildung 4.21 : *Sensitivität und abs. Auflösung des auf der Grundlage des Drosselklappenwinkels bestimmten Luftmassenstromes bei 1250 U/min*

4.2 Der Kraftstoffpfad

Der Kraftstoffpfad stellt im regelungstechnischen Sinn die zweite Teilstrecke des zu optimierenden Prozesses dar. Wie auch beim Luftpfad besteht zwischen der Stellgröße, in diesem Fall die Einspritzzeit, und der von den Zylindern angesaugten Kraftstoffmasse ein nichtlinearer, dynamischer Zusammenhang. Leider steht außer dem Signal der Lambdasonde keine zusätzliche Information über die eingespritzte oder angesaugte Kraftstoffmasse zur Verfügung, so daß die Auswirkungen der Dynamik von Luft- und Kraftstoffpfad auf die Gemischbildung nicht getrennt voneinander bestimmt werden können.

4.2.1 Einspritztechnik

Die Einhaltung zukünftiger Abgasgrenzwerte macht eine sequentielle, zylinderindividuelle Kraftstoffeinspritzung (Multipointeinspritzung) erforderlich. Jedem Zylinder ist ein separates Einspritzventil zugeordnet. Bei dem betrachteten Vierzylinderaggregat wird mit Hilfe eines Druckregelventils in der Kraftstoffversorgung die Druckdifferenz zwischen Saugrohrdruck und Kraftstoffdruck am Einspritzventil konstant gehalten. Damit ist das durch das Ventil strömende Kraftstoffvolumen bei konstantem Öffnungsquerschnitt nur von der Ventilöffnungszeit abhängig. Die Kraftstoffzuteilung erfolgt durch die Ansteuerung der Einspritzventile mit einem kurbelwinkelsynchronen, pulsweitenmodulierten Signal.

Aufgrund der endlichen Öffnungsgeschwindigkeit des Ventils ergibt sich ein nichtlinearer Zusammenhang zwischen der Impulsdauer des Ansteuersignales und dem eingespritzten Kraftstoffvolumen. Abbildung 4.22 zeigt eine typische Einspritzventilkennlinie.

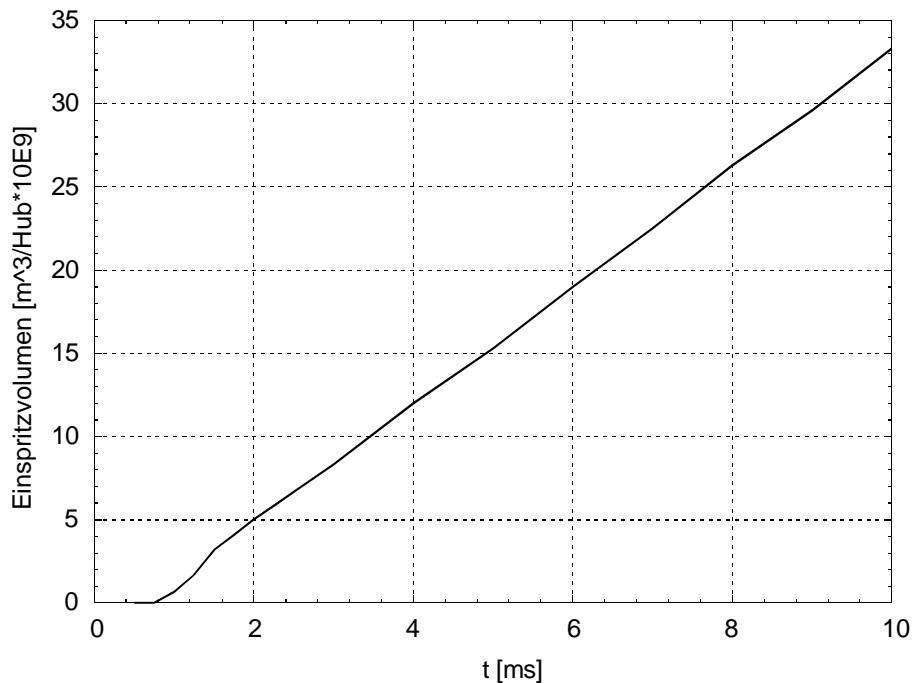


Abbildung 4.22 : Kennlinie einer Serieneinspritzdüse

Bei konventioneller Technik erfolgt an jedem Zylinder pro Arbeitsspiel eine Haupteinspritzung und, für den Fall hochdynamischer Instationärvorgänge, zusätzliche Zwischenspritzer. Die absolute Einspritzzeit beträgt bei konventionellen Ottomotoren zwischen 1 ms und 16 ms je nach Lastzustand. Abb. 4.23 zeigt die vier Phasen der äußeren Gemischbildung. Aufgrund äußerer Gemischbildungseffekte wird die Einspritzung (Phase 1) vor dem Öffnen des Einlaßventils (Phase 3) beendet. Der Kurbelwellenwinkel zwischen Schließzeitpunkt des Einspritzventils und Öffnungszeitpunkt des Einlaßventils (Vorlagerungswinkel, Phase 2), wird zur Minimierung der Rohemission dem Betriebspunkt des Motors (Last, Drehzahl) angepaßt.

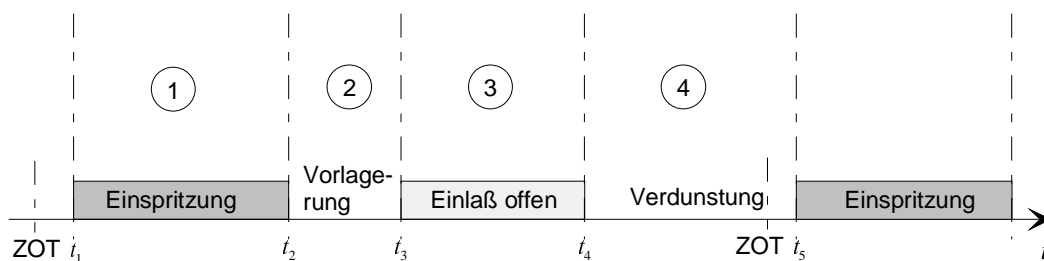


Abbildung 4.23 : Die vier Phasen der äußeren Gemischbildung

Die Verdunstungsphase (Phase 4) variiert somit mit der Einspritzzeit und der Größe des Vorlagerungswinkels.

4.2.2 Mathematische Modellbildung

Zur Beschreibung des dynamischen Verhaltens des Kraftstoffpfades und des Wandfilmes wurden eine ganze Reihe von Modellen veröffentlicht [Aqui, Boam]. Das generelle Problem besteht dabei immer in der Extraktion und Parametrierung der Einzeleffekte, da diese nur schwer identifizierbar sind. Mit aufwendigen Meßverfahren zur direkten Bestimmung der Wandfilmdicke und Ausbreitungsfläche können qualitative Aussagen zur Wandfilmbildung getroffen werden, welche wertvolle Beiträge zur konstruktiven Optimierung der Ansaugemotrie liefern [Witt, Wosch] (Minimierung des Wandfilmes). Sie sind jedoch für den Entwurf von Motorsteuerungsfunktionen in den meisten Fällen nur wenig hilfreich.

Zur Identifikation der Dynamik des Kraftstoffpfades stützen sich fast alle Arbeiten im Bereich der Steuerungstechnik auf eine Bilanzierung der Abgaszusammensetzung (z.B. durch eine Lambdamessung) bei sich ändernden Steuergrößen (Luft, Kraftstoff). Abbildung 4.24 zeigt die prinzipielle Struktur. Auf der Grundlage der gemessenen Lastgrößen (Saugrohrdrucksensor, Drosselklappenwinkel oder Luftmassensensor) berechnet die Motorsteuerung den Ansteuerimpuls $t_e(k)$ für das Einspritzventil. Der Wandfilm wird durch den eingespritzten Kraftstoff auf- und aufgrund der äußeren Gemischbildung abgebaut. Die Definition des Gemischverhältnisses erfordert eine Quotientenbildung von Luft und Kraftstoff. Die Verbrennung selbst kann aufgrund der Ventilsteuerung als Abtaster betrachtet werden. Der Auspuffkrümmer entspricht einer Totzeit von 1-3 Arbeitsspielen. Schließlich muß als letzte zu betrachtende Komponente die Lambdasonde mit ihren dynamischen Eigenschaften berücksichtigt werden.

Das Identifikationsproblem zur Bestimmung der Parameter der Wandfilmdynamik wird in Kapitel 8 näher erläutert.

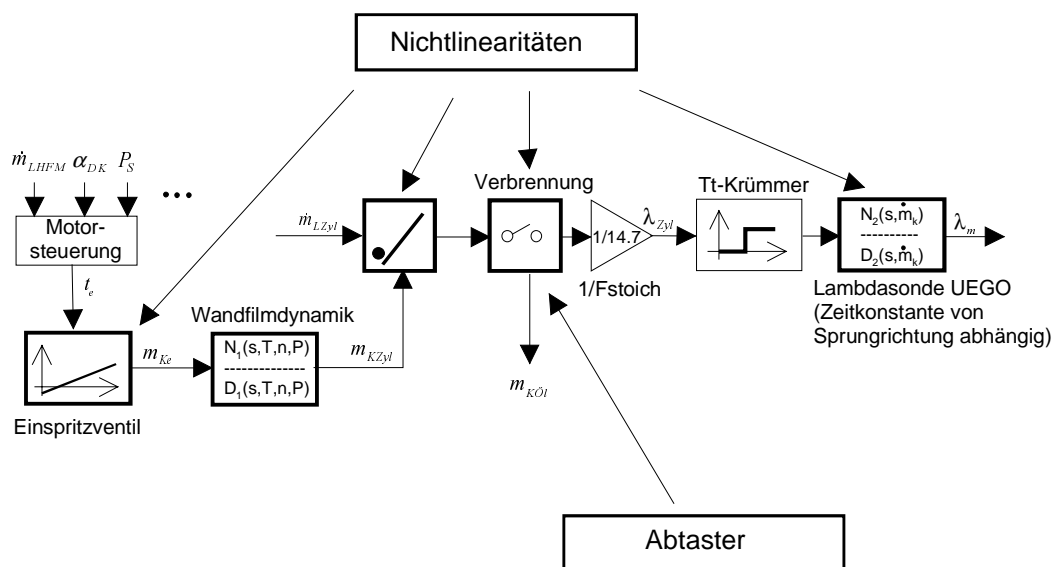


Abbildung 4.24 : Struktur des Kraftstoffpfades

Die Abhängigkeit des eingespritzten Kraftstoffvolumens von $t_e(k)$ ist üblicherweise als Kennlinie im Steuergerät abgelegt. Sie kann jedoch gut durch eine Geradengleichung (4.37) genähert werden.

$$V_{Ke}(k) = k_{EV} \cdot t_e(k) - V_{Ke_0} \quad (4.37)$$

Die eingespritzte Kraftstoffmasse hängt zusätzlich von der Dichte des Kraftstoffes ab (4.38).

$$m_{Ke}(k) = \rho(T_K) \cdot V_{Ke}(k) \quad (4.38)$$

Im folgenden wird ein phänomenologisches Wandfilmmodell vorgestellt. Es beruht auf der prinzipiellen Vorstellung der Einzeleffekte und dient als Ausgangsbasis für ein vereinfachtes, im Steuergerät implementierbares, zeitdiskretes Modell. Es besteht prinzipiell aus zwei Anteilen mit Speicherwirkung, dem Wandfilm und dem Ventilmantel, sowie einem Verdunstungsanteil. Da die Einspritzung sequentiell erfolgt, wird ein Arbeitszyklus in vier Phasen aufgeteilt. Die Kraftstoffdynamik wird dann innerhalb der einzelnen Phasen durch lineare Übertragungsfunktionen beschrieben.

- Einspritzung:

Während der Öffnungszeit erfolgt der Aufbau des Wandfilmes. Der eingespritzte Kraftstoff wird in den Wandfilmanteil $X_W \cdot \dot{m}_{Ke}(t)$, den Ventilmantelanteil $X_V \cdot \dot{m}_{Ke}(t)$ und den Verdunstungsanteil $(1 - X_W - X_V) \cdot \dot{m}_{Ke}(t)$ aufgeteilt. Die Änderung der Kraftstoffmassenanteile beschreiben (4.39) bis (4.41). Der Index D der Zeitkonstanten τ_W und τ_V bezeichnet dabei den durch die Verdunstung verursachten Dynamikanteil.

$$\dot{m}_{KW}(t) = X_W \cdot \dot{m}_{Ke}(t) - \frac{1}{\tau_{WD}} \cdot m_{KW}(t)$$

mit $\dot{m}(t) \approx m(k) / t$ (4.39)

$$\dot{m}_{KV}(t) = X_V \cdot \dot{m}_{Ke}(t) - \frac{1}{\tau_{VD}} \cdot m_{KV}(t) \quad (4.40)$$

$$\dot{m}_{KD}(t) = (1 - X_W - X_V) \cdot \dot{m}_{Ke}(t) + \frac{1}{\tau_{WD}} \cdot m_{KW}(t) + \frac{1}{\tau_{VD}} \cdot m_{KV}(t) \quad (4.41)$$

- Vorlagerung:

Zwischen der Einspritzung und der Öffnungszeit des Einlaßventiles verdunsten Anteile von Wand- und Ventilmantel. Die Anteile der Filme nehmen also ab, während der Anteil des verdunsteten Kraftstoffes ansteigt (4.42) bis (4.44).

$$\dot{m}_{KV}(t) = -\frac{1}{\tau_V} \cdot m_{KV}(t) \quad (4.42)$$

$$\dot{m}_{KW}(t) = -\frac{1}{\tau_W} \cdot m_{KW}(t) \quad (4.43)$$

$$\dot{m}_{KD}(t) = \frac{1}{\tau_{WD}} \cdot m_{KW}(t) + \frac{1}{\tau_{VD}} \cdot m_{KV}(t) \quad (4.44)$$

- Ansaugphase:

Während der Öffnungszeit des Einlaßventiles werden Anteile des Wandfilmes und wesentliche Anteile des Ventilmilches mit der einströmenden Luft mitgerissen. Für diesen Vorgang werden zusätzlich die Terme $(1/\tau_{WS}) \cdot m_{KW}$ und $(1/\tau_S) \cdot m_K$ angesetzt, da der Verdunstungsvorgang nach wie vor stattfindet. Die verdunsteten Anteile des Kraftstoffes werden fast vollständig angesaugt (4.45) bis (4.48).

$$\dot{m}_{KW}(t) = -m_{KW}(t) \cdot \left(\frac{1}{\tau_{WD}} + \frac{1}{\tau_{WS}} \right) \quad (4.45)$$

$$\dot{m}_{KV}(t) = -m_{KV}(t) \cdot \left(\frac{1}{\tau_{VD}} + \frac{1}{\tau_{VS}} \right) \quad (4.46)$$

$$\dot{m}_{KD}(t) = \frac{1}{\tau_{WD}} \cdot m_{KW}(t) + \frac{1}{\tau_{VD}} \cdot m_{KV}(t) - \frac{1}{\tau_{DS}} \cdot m_{KD}(t) \quad (4.47)$$

$$\dot{m}_{KZyl}(t) = \frac{1}{\tau_{WS}} \cdot m_{KW}(t) + \frac{1}{\tau_{VS}} \cdot m_{KV}(t) + \frac{1}{\tau_{DS}} \cdot m_{KD}(t) \quad (4.48)$$

- Verdunstung:

Zwischen Ansaug- und Einspritzphase entspricht die Dynamik von Wand- und Ventilmilch den Verhältnissen der Vorlagerungsphase (4.42) bis (4.44).

Abbildung 4.25 zeigt die Simulation des beschriebenen Wandfilmmodells. Die eingestellten Parameter können Tabelle 4.2 entnommen werden. Die Simulation erfolgt stationär im oberen Teillastbereich bei 3000 U/min. Die stationäre Wandfilmmasse beträgt etwa der 10-fachen Einspritzmenge. Die stationäre Ventilmilchmasse ist mit der 1.2 fachen Einspritzmenge aufgrund der höheren Temperaturen und damit kleineren Zeitkonstanten wesentlich geringer, obwohl sich die Teilungsfaktoren der Einspritzmengen nur geringfügig unterscheiden. Der verdunstete Kraftstoffanteil wird während der Ansaugphase vollständig angesaugt und beträgt etwa 70% der gesamten in den Zylinder eintretenden Kraftstoffmasse.

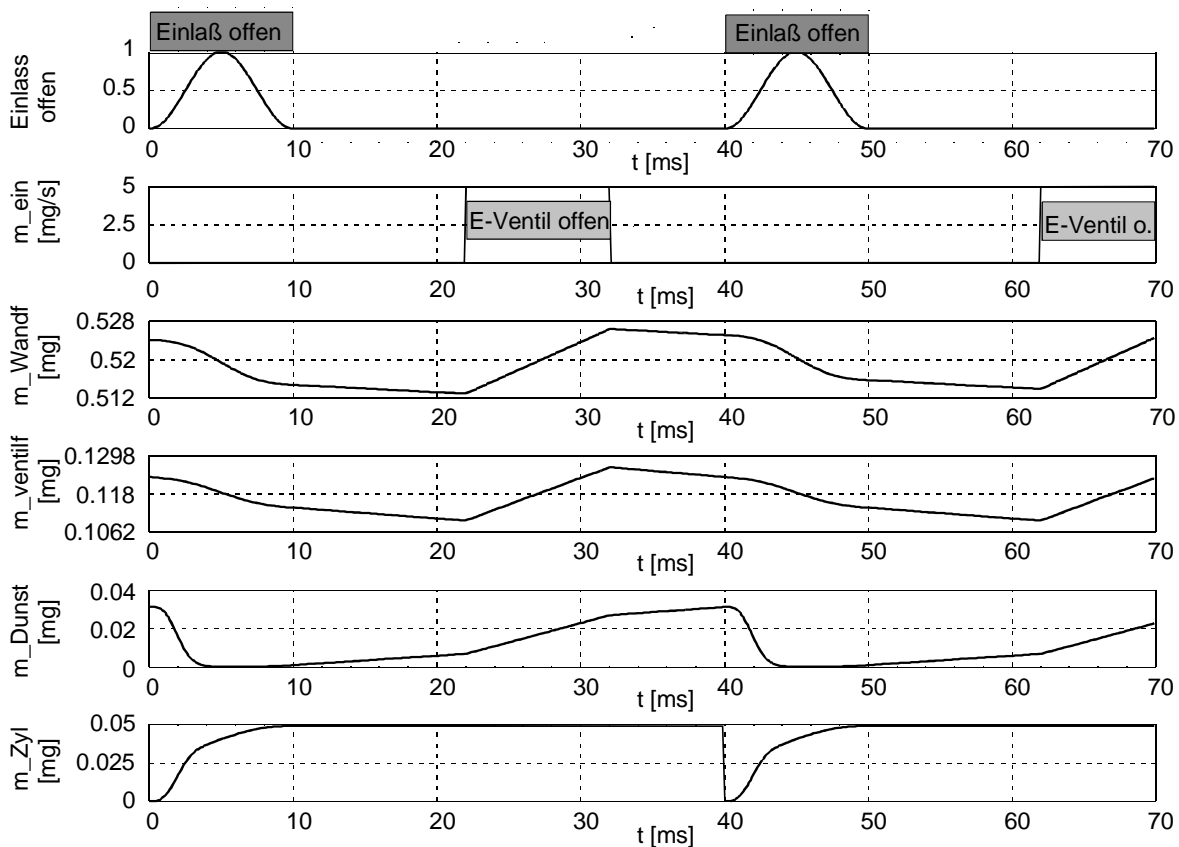


Abbildung 4.25 : Simulation eines phänomenologischen Wandfilmmodells. $n=3000$ U/min

X_W	X_V	τ_{WD} [s]	τ_{VD} [s]	τ_{WS} [s]	τ_{VS} [s]	τ_{DS} [s]
0.3	0.4	3	0.2	1	1	0.005

Tabelle 4.2 : Parameter des phänomenologischen Wandfilmmodells

Für $\tau_i \gg T_{Asp}$ können die Gleichungen des phänomenologischen Modells im Intervall $[k \cdot T_{Asp}, (k+1) \cdot T_{Asp})$ durch ein lineares Mittelwertmodell 2. Ordnung mit Durchgriff genähert werden (4.49) bis (4.51). Die Zeitkonstanten und Teilungsfaktoren sind im wesentlichen von der Motortemperatur abhängig. Da diese sich nur langsam gegenüber der Systemdynamik verändert, wird das linearisierte Modell zeitinvariant formuliert.

$$\dot{m}_{KW}(t) = X_W \cdot \dot{m}'_{Ke}(t) - \frac{1}{\tau_W} \cdot m_{KW}(t) \quad \text{mit} \quad \frac{1}{\tau_W} = \frac{1}{\tau_{WD}} + \frac{t_4 - t_3}{T_{Asp}} \cdot \frac{1}{\tau_{WS}} \quad (4.49)$$

$$\text{und} \quad \dot{m}'_{Ke}(t) = \frac{m_{Ke}(k)}{T_{Asp}}$$

Die eingespritzte Kraftstoffmasse $m_{Ke}(k)$ wird dabei durch einen im entsprechenden Arbeitsspiel äquivalenten Kraftstoffmassenstrom $\dot{m}'_{Ke}(t)$ substituiert.

$$\dot{m}_{KV}(t) = X_V \cdot \dot{m}'_{Ke}(t) - \frac{1}{\tau_V} \cdot m_{KV}(t) \quad \text{mit} \quad \frac{1}{\tau_V} = \frac{1}{\tau_{VD}} + \frac{t_4 - t_3}{T_{Asp}} \cdot \frac{1}{\tau_{VS}} \quad (4.50)$$

$$\dot{m}_{KZyl}(t) = (1 - X_W - X_V) \cdot \dot{m}'_{Ke}(t) + \frac{1}{\tau_W} \cdot m_{KW}(t) + \frac{1}{\tau_V} \cdot m_{KV}(t) \quad (4.51)$$

Die äquivalente Zustandsraumdarstellung lautet:

$$\dot{\underline{m}}_K(t) = A_c \cdot \underline{m}_K(t) + B_c \cdot \dot{m}'_{Ke}(t) \quad (4.52)$$

$$\dot{m}_{Zyl}(t) = C_c \cdot \underline{m}_K(t) + D_c \cdot \dot{m}'_{Ke}(t) \quad (4.53)$$

mit

$$A_c = \begin{bmatrix} -\frac{1}{\tau_W} & 0 \\ 0 & -\frac{1}{\tau_V} \end{bmatrix} \quad \text{und} \quad B_c = \begin{bmatrix} X_W \\ X_V \end{bmatrix} \quad (4.54)$$

sowie

$$C_c = \begin{bmatrix} \frac{1}{\tau_W} & \frac{1}{\tau_V} \end{bmatrix} \quad \text{und} \quad D_c = [1 - X_W - X_V] \quad (4.55)$$

Die Einlaßventilsteuerung erfolgt bei konventionellen Brennverfahren kurbelwinkelsynchron und kann prinzipiell als Abtaster betrachtet werden (Abb. 4.21). Dies bedeutet jedoch auch, daß pro Arbeitsspiel nur ein Meßwert eines Abgassensors zur Verfügung gestellt werden kann. Die Abtastzeit beträgt jeweils ein Arbeitsspiel (4.56).

$$T_{Asp} = \frac{120}{N} \quad (4.56)$$

Im folgenden Schritt wird ein zeitdiskretes Äquivalent für das vereinfachte Wandfilmmodell im Intervall $[kT_{Asp}, (k+1) \cdot T_{Asp})$ berechnet:

$$\underline{m}_K(k+1) = A_D \cdot \underline{m}_K(k) + B_D \cdot \dot{m}'_{Ke}(k) \quad (4.57)$$

$$\dot{m}_{KZyl}(k) = C_c \cdot \underline{m}_K(k) + D_c \cdot \dot{m}'_{Ke}(k) \quad (4.58)$$

Die Transformationsvorschrift für eine sprunginvariante Transformation lautet:

$$\begin{aligned} \underline{m}_K((k+1)T_{Asp}, kT_{Asp}) &= \phi((k+1) \cdot T_{Asp}, kT_{Asp}) \cdot \underline{m}_K(kT_{Asp}) + \\ &+ \int_{kT_{Asp}}^{(k+1)T_{Asp}} \phi((k+1)T_{Asp}, \tau) \cdot B_c(\tau) \cdot u_c(\tau) d\tau \end{aligned} \quad (4.59)$$

mit der Transitionsmatrix:

$$\phi((k+1) \cdot T_{Asp}, k \cdot T_{Asp}) = e^{A((k+1) \cdot T_{Asp} - k \cdot T_{Asp})} \quad (4.60)$$

Für ein zeitinvariantes System mit einer konstanten Steuergröße $m_{ke}(t)$ im Intervall $[k \cdot T_{Asp}, (k+1) \cdot T_{Asp})$ beträgt die äquivalente, zeitdiskrete Systemmatrix:

$$A_d = e^{A((k+1) \cdot T_{Asp} - k \cdot T_{Asp})} \quad (4.61)$$

Der zeitdiskrete Steuervektor beträgt:

$$B_d = \int_{k \cdot T_{Asp}}^{(k+1) \cdot T_{Asp}} \phi((k+1) \cdot T_{Asp}, \tau) d\tau \cdot B_c \quad (4.62)$$

$$B_d = -\frac{1}{A} \cdot (I - e^{A \cdot T}) \cdot B_c \quad (4.63)$$

Beobachtungs- und Durchschaltevektor sind in dieser Darstellung äquivalent.

$$C_d = C_c \quad \text{und} \quad D_d = D_c$$

In der Praxis ist die vom Zylinder angesaugte Absolutmasse des Kraftstoffes m_{Zyl} von größerem Interesse als der Kraftstoffmassenstrom \dot{m}_{Zyl} , da die Regelgröße, das Kraftstoff/Luft Verhältnis im Zylinder, während eines Arbeitsspiels konstant angenommen werden kann (4.64). Der vom Einpritzventil eingespritzte Kraftstoffmassenstrom \dot{m}'_{Ke} wird ebenfalls durch die pro Zylinder eingespritzte Kraftstoffmasse substituiert (4.65). Dabei wird die Drehzahl während eines Arbeitsspiels konstant angesetzt.

$$m_{Zyl}(k) = \dot{m}'_{Zyl}(k) \cdot T(k) \quad (4.64)$$

$$m(k) = \dot{m}'(k) \cdot T(k) \quad (4.65)$$

Abb. 4.26 zeigt das Blockschaltbild des zeitdiskreten Wandfilmmodells. Die Teilungsfaktoren X_W und X_V müssen die Bedingung (4.66) erfüllen.

$$X_W, X_V \geq 0 \quad \text{und} \quad X_W + X_V < 1 \quad (4.66)$$

Das Blockschaltbild setzt durch die Normierung am Ausgang des Wandfilm- und Ventilmampfades voraus, daß sich die Ausgangsgröße während eines Arbeitsspiels nicht ändert. Der durch diese Vereinfachung entstehende Fehler ist für die konkrete Anwendung gering und wird ferner vernachlässigt.

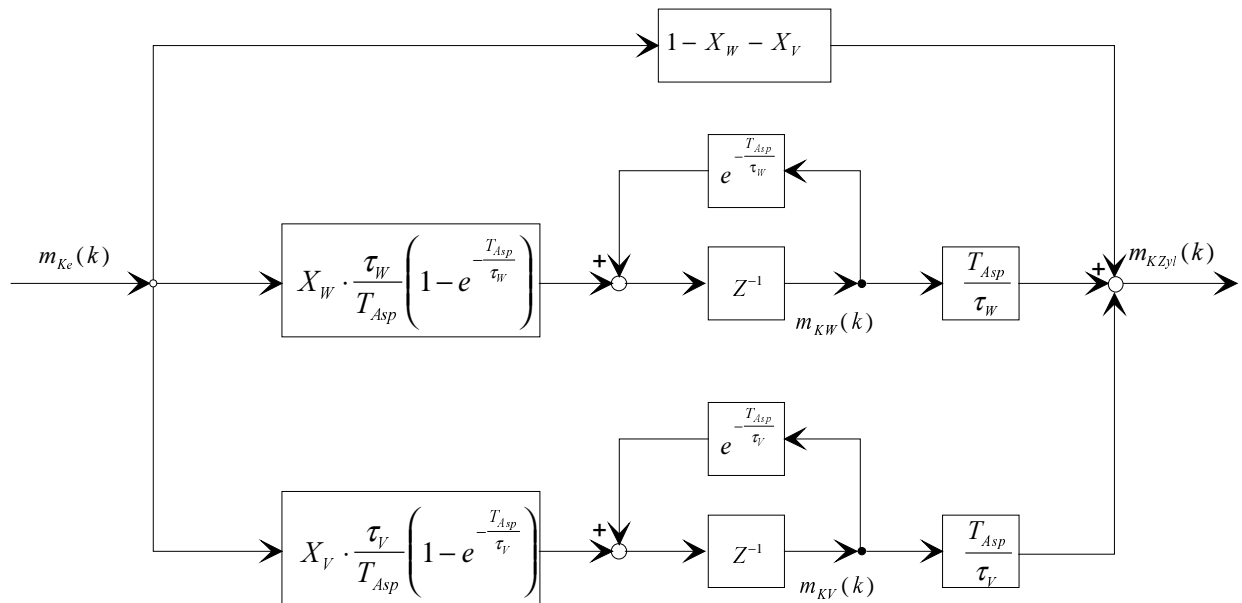


Abbildung 4.26 : Blockdiagramm des zeitdiskreten Wandfilmmodells

Zur Berechnung der sich stationär einstellenden Kraftstoffmassen kann der Grenzwertsatz der Z-Transformation genutzt werden. Der stationäre Wandfilm beträgt:

$$\lim_{k \rightarrow \infty} \{m_W(k)\} = \lim_{z \rightarrow 1+0} \left\{ (z-1) \cdot m_W(z) \cdot X_W \cdot \frac{\tau_W}{T_{Asp}} \frac{1 - e^{-\frac{T_{Asp}}{\tau_W}}}{z - e^{-\frac{T_{Asp}}{\tau_W}}} \cdot \frac{z}{z-1} \right\} \quad (4.67)$$

$$m_{KW_{stat}} = X_W \cdot \frac{\tau_W}{T_{Asp}} \cdot m_{Ke} \quad (4.68)$$

Der stationäre Ventilmass ergibt äquivalent:

$$\lim_{k \rightarrow \infty} \{m_{KV}(k)\} = \lim_{z \rightarrow 1+0} \left\{ (z-1) \cdot m_{Ke}(z) \cdot X_V \cdot \frac{\tau_V}{T_{Asp}} \frac{1 - e^{-\frac{T_{Asp}}{\tau_V}}}{z - e^{-\frac{T_{Asp}}{\tau_V}}} \cdot \frac{z}{z-1} \right\} \quad (4.69)$$

$$m_{KV_{stat}} = X_V \cdot \frac{\tau_V}{T_{Asp}} \cdot m_{KW_{stat}} \cdot m_{Ke} \quad (4.70)$$

Abb. 4.27 zeigt das phänomenologische Modell im Vergleich mit dem vereinfachten, zeitdiskreten Mittelwertmodell in der Simulation bei instationärer Anregung. Das erste Diagramm zeigt das pulswellenmodulierte Signal des Einspritzventils. Die Einspritzdauer wurde sprunghaft auf 20% reduziert und nach 3 Sekunden wieder erhöht. Der Durchgriff, sowie das Verzögerungsverhalten des Wandfilmes sind deutlich zu erkennen. Die in den Zylinder gelangende Kraftstoffmasse (letztes Diagramm) wird beim phänomenologischen Modell nach jedem Arbeitsspiel aufgrund der Verbrennung mit 0 initialisiert.

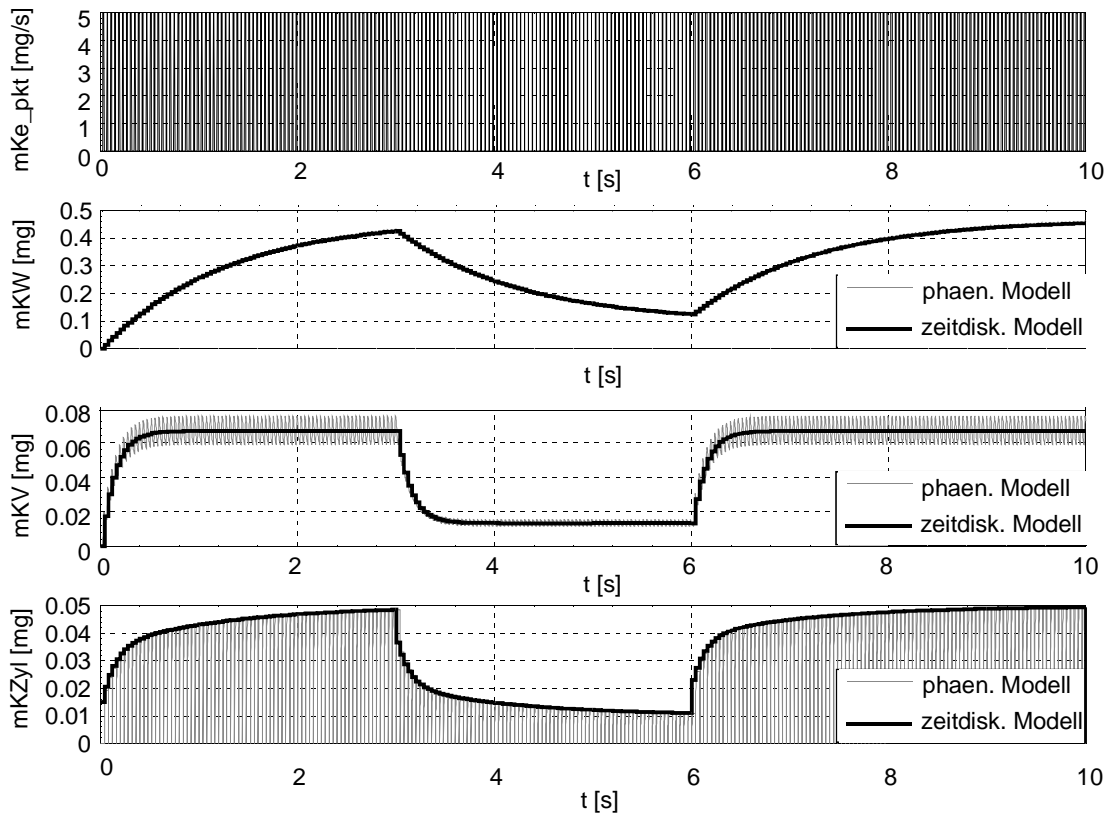


Abbildung 4.27 : Simulation der Wandfilmdynamik bei sprungförmiger Anregung

4.2.3 Verbrennung und Restgaseffekte

Im folgenden Abschnitt werden die Einflüsse der Verbrennung und des Restgases auf die Gemischbildung näher betrachtet. Für den Fall einer optimalen, vollständigen, stöchiometrischen Verbrennung entspricht das mit Hilfe der Lambdasonde ermittelte Kraftstoff-/Luftverhältnis exakt dem eingestellten Kraftstoff-/Luftverhältnis. Der reale Ladungswechsel- und Verbrennungsprozeß kann jedoch eine Verschiebung des Kraftstoff/Luft Verhältnisses bewirken. Ein Teil des angesaugten Kraftstoffes lagert sich z.B. an der Zylinderwand an und wird von den Kolbenringen mit dem Öl abgestreift. In Abb. 4.24 wird dieser Kraftstoffanteil $\dot{m}_{K\ddot{O}l}$ im Block Verbrennung berücksichtigt. Unberücksichtigt führt der Effekt bei einem Wandfilmidentifikationsverfahren zu unerwünschten Gleichanteilen. Der Effekt macht sich jedoch nur bei tiefen Kühlwassertemperaturen und beim Kaltstart bemerkbar. Beim betriebswarmen Motor sind diesbezüglich keine Auswirkungen feststellbar.

Eine weitere Ursache für eine Verschiebung des Kraftstoff-/Luftverhältnisses stellt die interne und externe Abgasrückführung dar. Der Effekt tritt nur außerhalb des stöchiometrischen Betriebspunktes auf und soll im folgenden näher erläutert werden:

Frischlufte und eingespritzter Kraftstoff gelangen in den Zylinder. Zusätzlich befindet sich aber von der letzten Verbrennung noch Restgas im Zylinder. Dieses Restgas enthält reaktionsfähige Kohlenwasserstoffe (bei fetter vorheriger Verbrennung), reaktionsfähigen Sauerstoff (bei magerer vorheriger Verbrennung) oder nicht reaktionsfähiges CO₂ (bei stöchiometrischer Verbrennung). Wurde z.B. bei der letzten Verbrennung angefettet und ist das aktuelle angesaugte Gemisch ebenfalls fett, so steht für die Verbrennung ein noch fetteres Gemisch zur Verfügung.

Der Motor reichert HC an. Bei magerer Verbrennung wirkt sich dieses Phänomen entsprechend umgekehrt aus. Der Motor reichert Sauerstoff an. Da die Ventilsteuerung und die Verbrennung als ideale Abtaster betrachtet werden können (die Verbrennung selbst verändert das Gemisch beim betriebswarmen Motor nicht), erfolgt die Modellbildung dieses Effektes in zeitdiskreter Darstellung.

Kraftstoffmasse im Zylinder:

Der für die Verbrennung im Arbeitsspiel k zur Verfügung stehende Kraftstoff $m_{kZyl}(k)$ setzt sich aus dem Kraftstoff des Frischgases des aktuellen Arbeitsspiels $m_{kfr}(k)$ und einem Teil des unverbrannten Kraftstoffes des letzten Arbeitsspiels zusammen.

$$m_{kZyl}(k) = m_{kfr}(k) + r_R \cdot m_{kA}(k-1) \quad (4.71)$$

$m_{kA}(k-1)$ entspricht der Kraftstoffmasse im Abgas (vorheriges Arbeitsspiel), r_R dem relativen Restgasanteil.

$$m_{kA}(k-1) = \begin{cases} m_{kZyl}(k-1) - \frac{m_{LZyl}(k-1)}{14.7} & \text{für } m_{kZyl}(k-1) > \frac{m_{LZyl}(k-1)}{14.7} \\ 0 & \text{für } m_{kZyl}(k-1) \leq \frac{m_{LZyl}(k-1)}{14.7} \end{cases} \quad (4.72)$$

Die Kraftstoffmasse im Abgas ist bei stöchiometrischer oder magerer Verbrennung 0.

Reaktionsfähige Luftmasse im Zylinder:

Die Differenzgleichung für die reaktionsfähige Luftmasse im Zylinder $m_{LZyl}(k)$ lautet: (4.73)

$$m_{LZyl}(k) = m_{Lfr}(k) + r_R \cdot m_{LA}(k-1)$$

$m_{Lfr}(k)$ entspricht der Frischluftmasse im Zylinder, $m_{LA}(k-1)$ der reaktionsfähigen Luftmasse im Abgas des vorherigen Arbeitsspiels.

$$m_{LA}(k-1) = \begin{cases} m_{LZyl}(k-1) - m_{kZyl}(k-1) \cdot 14.7 & \text{für } m_{LZyl}(k-1) > m_{kZyl}(k-1) \cdot 14.7 \\ 0 & \text{für } m_{LZyl}(k-1) \leq m_{kZyl}(k-1) \cdot 14.7 \end{cases} \quad (4.74)$$

Die reaktionsfähige Luftmasse im Abgas ist bei stöchiometrischer oder fetter Verbrennung 0. Bei allen Motorsteuerungsfunktionen, die auf einer Bilanzierung des eingestellten und gemessenen Lambda beruhen, muß dieser besondere Einfluß des Restgases berücksichtigt werden. Lineare Identifikationsverfahren können beispielsweise bei hohen AGR-Raten nur bedingt zur Wandfilmidentifikation eingesetzt werden:

- Im stöchiometrischen Punkt verschwindet der Effekt
- Wird das Gemischverhältnis um den stöchiometrischen Punkt angeregt, verhält sich das System nichtlinear
- kleine Anregungen reichen i.a. nicht aus, da das System aufgrund der relativ starken Meßstörungen nur schwer identifizierbar ist

Im Fall von hohen Abgasrückführaten erscheint die Anregung des Systems zur Wandfilmidentifikation nur im fetten **oder** nur im mageren Bereich sinnvoll (die Methode eignet sich somit gut für direkteinspritzende Otto- und Dieselmotoren). Bezüglich der Anreicherung von reaktionsfähigen Restgaskomponenten stellt sich die Frage nach der Sättigung dieser Komponenten im stationären bzw. quasistationären Motorbetrieb. Alleine aufgrund der phänomenologischen Betrachtungsweise müßte das gemessene Kraftstoff-/Luftgemisch in Abhängigkeit des Restgasanteils gegen einen Grenzwert streben. Dieser Zusammenhang soll im folgenden näher untersucht werden. Der Nachweis erfolgt zunächst im fetten und dann im mageren Betrieb. Gleichung (4.72) in (4.71) eingesetzt ergibt:

$$m_{KZyl}(k) = m_{Kfr}(k) - r_R \cdot \frac{m_{LZyl}(k-1)}{14.7} + r_R \cdot m_{KZyl}(k-1) \quad \parallel \div m_{LZyl} \quad (4.75)$$

Für den stationären Motorbetrieb kann das Kraftstoff-/Luftverhältnis im Zylinder $\phi_{Zyl}(k)$ mit einer linearen Differenzgleichung bestimmt werden.

$$\phi_{Zyl}(k) = \phi_{fr}(k) - \frac{r_R}{14.7} + r_R \cdot \phi_{Zyl}(k-1) \quad (4.76)$$

$$\text{mit } m_{Lfr}(k) = m_{Lfr}(k-1) = m_{LZyl}(k) = m_{LZyl}(k-1) = \text{const.}$$

Die Z-Transformation liefert:

$$\phi_{Zyl}(z) = \frac{\phi_{fr}(z) - \frac{r_R}{14.7}}{1 - r_R z^{-1}} \quad (4.77)$$

$$\frac{\phi_{Zyl}(z)}{\phi_{fr}(z) - \frac{r_R}{14.7}} = \frac{z}{z - r_R} \quad (4.78)$$

Der Grenzwertsatz im z-Bereich ergibt :

$$\lim_{z \rightarrow 1+0} \left((z-1) \cdot \frac{z}{z-r_R} \cdot \frac{z}{z-1} \right) = \frac{1}{1-r_R}$$

Der Zusammenhang zwischen stationär eingestelltem und gemessenem Gemischverhältnis (im fetten Bereich) ist dann:

$$\phi_{Zyl} = \frac{\phi_{fr} - \frac{r_R}{14.7}}{1 - r_R} \quad (4.79)$$

Dies entspricht einer Geraden mit der Steigung $1/(1-r_R)$ und dem Offset $r_R / (14.7 \cdot (r_R - 1))$. Gleichung (4.79) läßt sich nach dem relativen Restgasanteil umformen:

$$r_R = \frac{\phi_{Zyl} - \phi_{fr}}{\phi_{Zyl} - \frac{1}{14.7}} \quad (4.80)$$

Aus Gleichung (4.80) folgt, daß sich der relative Restgasanteil allein aus dem gemessenen und eingestellten Gemischverhältnis bestimmen läßt. Vorausgesetzt ist natürlich der stationäre Motorbetrieb.

Äquivalente Betrachtung im mageren Bereich:

Gleichung (4.74) in (4.73) eingesetzt ergibt:

$$m_{LZyl}(k) = m_{Lfr}(k) - r_R \cdot m_{KZyl}(k-1) \cdot 14.7 + r_R \cdot m_{LZyl}(k-1) \quad \parallel \div m_{KZyl} \quad (4.81)$$

$$\frac{1}{\phi_{Zyl}(k)} = \frac{1}{\phi_{fr}(k)} - r_R \cdot 14.7 + r_R \cdot \frac{1}{\phi_{Zyl}(k-1)} \quad (4.82)$$

$$\text{mit } m_{Kfr}(k) = m_{Kfr}(k-1) = m_{KZyl}(k) = m_{KZyl}(k-1) = \text{const.}$$

Die Z-Transformation liefert:

$$\phi_{Zyl}(z) = \frac{1 - r_R \cdot z}{\frac{1}{\phi_{fr}(z)} - r_R \cdot 14.7} \quad (4.83)$$

$$\phi_{Zyl}(z) \left(\frac{1}{\phi_{fr}(z)} - r_R \cdot 14.7 \right) = 1 - r_R \cdot z \quad (4.84)$$

Der Grenzwertsatz ergibt:

$$\lim_{z \rightarrow 1+0} \left((z-1) \cdot \frac{1 - r_R \cdot z}{z-1} \right) = 1 - r_R \quad (4.85)$$

Der Zusammenhang zwischen stationär eingestelltem und gemessenem Gemischverhältnis (im mageren Bereich) lautet dann:

$$\phi_{Zyl} = \frac{1 - r_R \cdot z}{\frac{1}{\phi_{fr}} - r_R \cdot 14.7} \quad (4.86)$$

Die Umformung nach dem relativen Restgasanteil liefert:

$$r_R = \frac{1 - \frac{\phi_{Zyl}}{\phi_{fr}}}{1 - \phi_{Zyl} \cdot 14.7} \quad (4.87)$$

Abb. 4.28 und Abb. 4.29 verdeutlichen die Abhängigkeit des an der Lamdasonde gemessenen Luft/Kraftstoff Verhältnis vom relativen Restgasanteil.

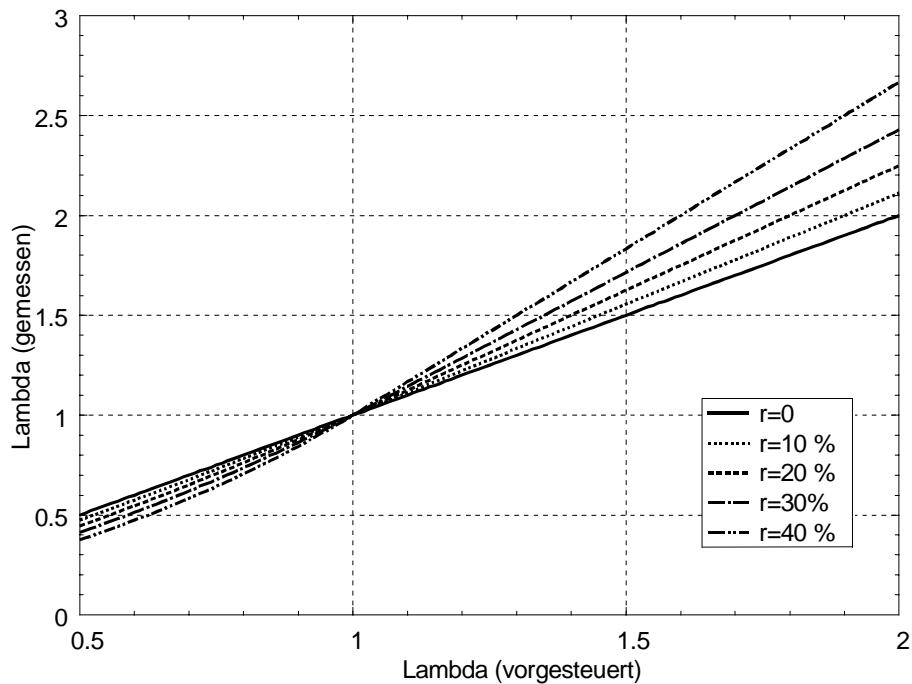


Abbildung 4.28 : *Einfluß des Restgasanteils auf das mit einer-Lamdasonde gemessene Gemischverhältnis (Parameter: Restgasanteil)*

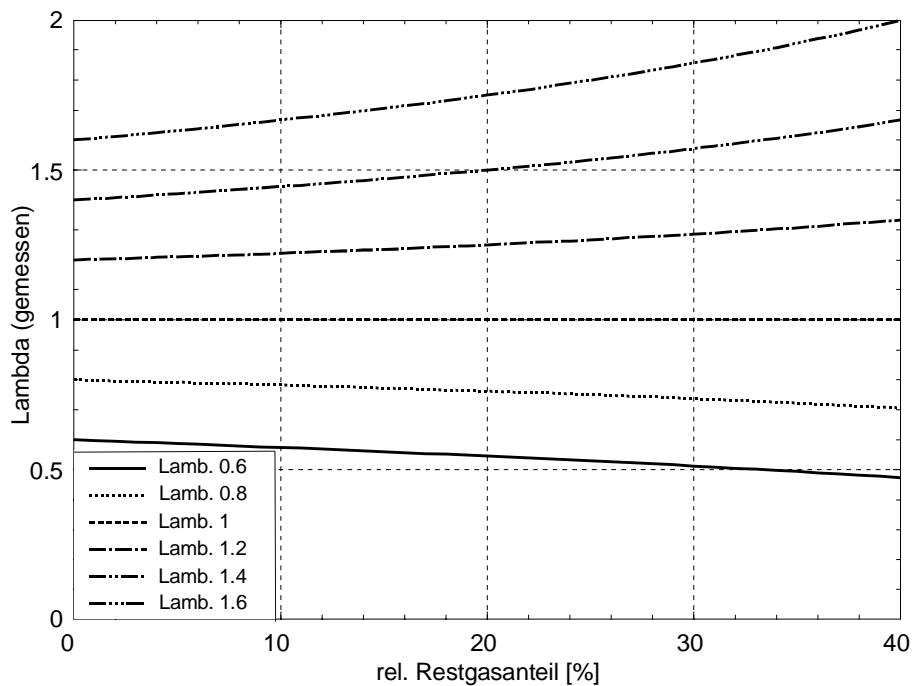


Abbildung 4.29 : *Einfluß des Restgasanteils auf das mit einer-Lamdasonde gemessene Gemischverhältnis (Parameter: eingestelltes Lambda)*

4.2.4 Lambdasonden

Zur Identifikation der Wandfilmdynamik, sowie zur Kompensationsregelung wurden Breitbandlambdasonden (Universal Exhaust Gas Oxygen Sensor) eingesetzt. Im Gegensatz zu konventionellen Sauerstoffsonden, die nur im stöchiometrischen Bereich zuverlässige Meßwerte liefern, sind UEGO-Sonden auch bei starkem Sauerstoffüberschuß und bedingt bei Sauerstoffmangel (Übeschuß von HC und CO) einsetzbar. Prinzipiell erfolgt bei allen bekannten Meßprinzipien die Bestimmung von λ mittels einer Messung der Sauerstoffpartialdruckdifferenz zwischen dem Abgas und einer Referenz.

Abbildung 4.30 zeigt den Aufbau einer UEGO-Sonde [Yam]. Das Sensorelement besteht im Wesentlichen aus drei Zirkoniumoxidsubstraten mit Platinelektroden (Pumpzelle, Meßzelle und Referenzzelle) sowie einer porösen Diffusionsschicht und einem Heizelement.

Aufgrund des kleinen konstanten Stromes I_{cp} diffundieren geringe Mengen Sauerstoff in die Referenzzelle. Dort stellt sich in Abhängigkeit des Konstantstromes ein Referenzsauerstoffpartialdruck ein. Die Funktionsweise der Meßzelle entspricht der einer konventionellen (schaltenden) Zirkoniumoxid-Sauerstoffsonde. In Abhängigkeit der Sauerstoffpartialdruckdifferenz zwischen Abgas und Referenz diffundieren Sauerstoffionen durch das Zirkoniumoxid der Meßzelle und erzeugen einen Stromfluß in entgegengesetzter Richtung. Dieser Strom erzeugt eine Potentialdifferenz an den Elektroden. Das Spannungssignal der Meßzelle zeigt nur im Bereich des stöchiometrischen Arbeitspunktes eine hohe Empfindlichkeit bezüglich Änderungen des Gemischverhältnisses und kann aus diesem Grund nur bei konventionellen Sensoren direkt zur Bestimmung des Luft/Kraftstoffverhältnisses genutzt werden.

Bei Breitbandsonden (UEGO) erfolgt die Messung indirekt. Durch das Substrat der Pumpzelle wird ein Pumpstrom geleitet, um zusätzlich Sauerstoffionen aus oder in die Diffusionszelle (je nach Richtung des Pumpstroms) transportieren zu können. Mit Hilfe eines Pumpstromregelkreises wird der Pumpstrom so eingeregelt, daß die Meßzellenspannung einem konstanten Referenzwert entspricht.

Bei dem vorliegenden Sensortyp (NGK) wird z.B. die Meßzellenspannung auf 450 mV konstant gehalten. Bei stöchiometrischem Verhältnis im Abgas ist dann der Pumpstrom Null.

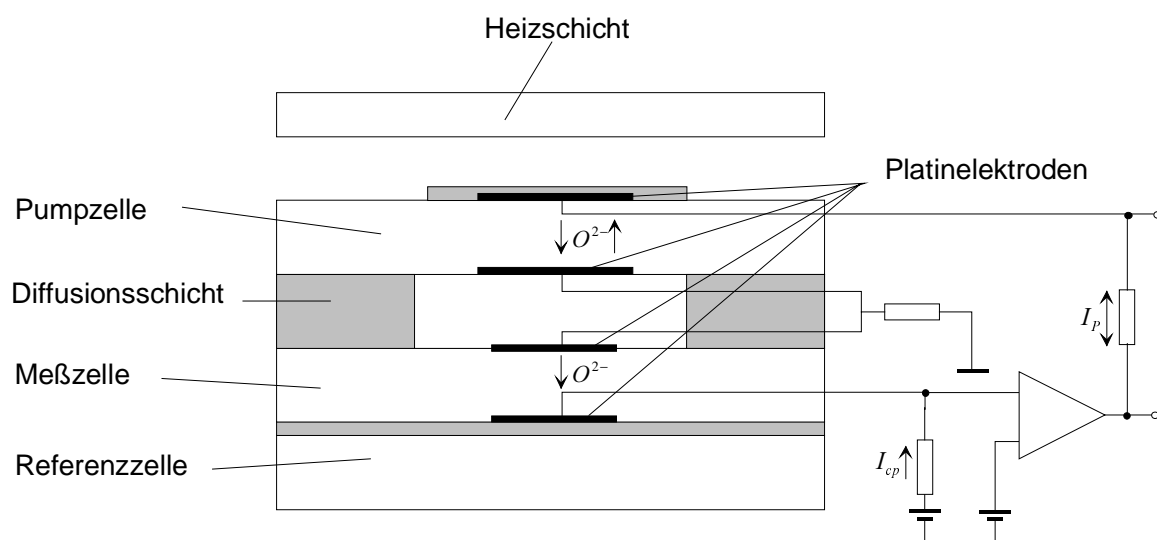


Abbildung 4.30 : Prinzipieller Aufbau einer Breitband-Sauerstoffsonde (NGK)

Bei Breitbandsonden stellt somit der Pumpstrom die Ausgangsgröße dar. Im Fall einer steigenden Sauerstoffkonzentration (Abmagern des Gemischs) im Abgas diffundiert verstärkt Restsauerstoff durch die Diffusionsschicht. Die Änderung Sauerstoffpartialdruckdifferenz zwischen Diffusionsschicht und Referenzzelle verursacht ebenfalls eine Veränderung der Spannung an der Meßzelle. Der Pumpstrom wird durch den Regelkreis nachgeführt und verursacht einen verstärkten Abfluß von Sauerstoffionen aus der Diffusionsschicht. Bei 450 mV Meßzellenspannung ist das System im Gleichgewicht. Dies bedeutet, daß der Sauerstoffstrom durch die Pumpzelle dem Sauerstoffstrom des Abgases in die Diffusionsschicht entspricht. Der Pumpstrom ist somit ein Maß für die Höhe des Sauerstoffpartialdrucks im Abgas. Mit Gl. 4.88 kann in erster Näherung der Pumpstrom I_p berechnet werden. F entspricht der Faradaykonstante, D_o dem Diffusionskoeffizienten für Sauerstoff, S_D dem Querschnitt der Diffusionsstrecke, L_D der Länge der Diffusionsstrecke P_{oA} dem Sauerstoffpartialdruck im Abgas und P_{oD} dem Sauerstoffpartialdruck in der Diffusionszelle.

$$I_p = \frac{4 \cdot F \cdot D_o \cdot S_D}{R_A \cdot T_A \cdot L_D} \cdot (P_{oA} - P_{oD}) \quad (4.88)$$

Bei Sauerstoffmangel im Abgas treten CO, HC, und H₂ Moleküle durch die Diffusionsschicht. Die Durchflußraten hängen von den Partialdrücken und den Diffusionseigenschaften der Abgaskomponenten ab. In diesem Fall erfolgt eine Veränderung der Meßzellenspannung in umgekehrter Richtung. Der Pumpstrom wird ebenfalls umgekehrt und die Pumpzelle befördert Sauerstoff in die Diffusionsschicht. Die Sauerstoffmenge entspricht dabei dem im Abgas fehlenden Sauerstoffanteil für eine stöchiometrische Verbrennung. Somit bildet auch bei fetter Gemischzusammensetzung der Pumpstrom eine Basis zur Sauerstoffbilanzierung im Abgas. Gl 4.89 beschreibt die Abhängigkeiten des Pumpstromes bei Sauerstoffmangel.

$$I_p = \frac{2 \cdot F \cdot S_D}{R_A \cdot T_A \cdot L_D} \cdot (D_{H_2} \cdot P_{H_2} + D_{CO} \cdot P_{CO} + D_{CnHm} \cdot P_{CnHm}) \quad (4.89)$$

Dk_j entsprechen den Diffusionskonstanten und Pk_j den Partialdrücken von unverbrannten Kohlenwasserstoffen und Kohlenmonoxid.

Da das Luft/Kraftstoffverhältnis linear vom Sauerstoffpartialdruck (bzw. der Partialdruck der Kohlenwasserstoffe) im Abgas abhängt, kann mit Hilfe dieses Meßprinzips ein Meßbereich von $\lambda \approx 0.7$ bis $\lambda \approx 2.5$ bei hoher Auflösung erreicht werden. Weitere Informationen zu UEGO-Sonden finden sich in [Yam].

$$p_s(t) = \bar{p}_s + \hat{p}_{s_A} \cdot \sin(\omega t) \quad (4.33)$$

$$\dot{m}_{LDK}(t) = \begin{cases} A_{geo} \cdot c_D \cdot p_a \cdot \sqrt{\frac{2}{R_L \cdot T_a}} \cdot y(z_s, \mathbf{g}) & \text{für } p_s \leq p_a \\ A_{geo} \cdot c_D \cdot p_s \cdot \sqrt{\frac{2}{R_L \cdot T_s}} \cdot y(z_s, \mathbf{g}) & \text{für } p_s > p_a \end{cases} \quad (4.34)$$

$$\Psi(\zeta_s, \gamma) = \begin{cases} \sqrt{\frac{\gamma}{\gamma-1} \left[\left(\zeta_s \right)^{\frac{2}{\gamma}} - \left(\zeta_s \right)^{\frac{\gamma+1}{\gamma}} \right]} & \text{für } \zeta_s \geq \left(\frac{2}{\gamma+1} \right)^{\frac{\gamma}{\gamma-1}} \\ \left(\frac{2}{\gamma+1} \right)^{\frac{1}{\gamma-1}} \cdot \sqrt{\frac{\gamma}{\gamma+1}} & \text{für } \zeta_s < \left(\frac{2}{\gamma+1} \right)^{\frac{\gamma}{\gamma-1}} \end{cases} \quad (4.35)$$

$$\text{mit } z_s = \begin{cases} \frac{p_s}{p_a} & \text{für } p_s \leq p_a \\ \frac{p_a}{p_s} & \text{für } p_s > p_a \end{cases}$$

Mit Abbildung 4.18 soll die nichtlineare Abbildung des pulsierenden Saugrohrdrucks auf einen verzerrten, biasbehafteten Luftmassenstrom verdeutlicht werden.

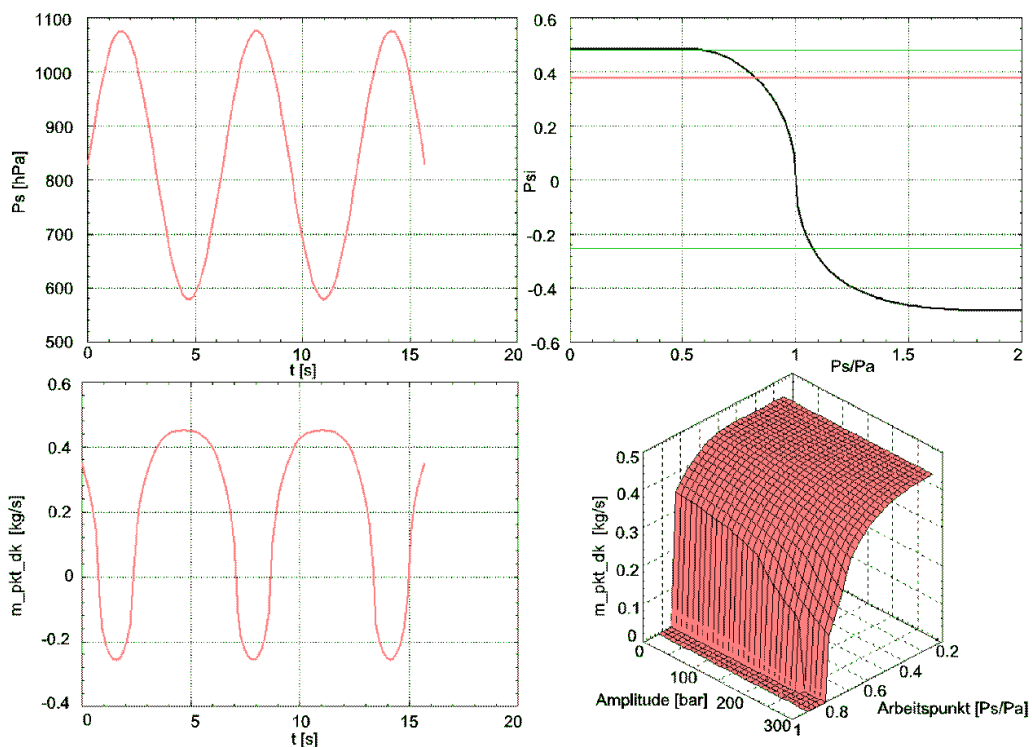


Abbildung 4.18 : Einfluss der Pulsationsamplitude auf den Mittelwert des Luftmassenstromes

5 Ein Extended Kalman-Filter zur Luftmassenbestimmung für ein saugrohrdruckbasiertes Einspritzsystem

Auf der Grundlage des in Kapitel 4.1 beschriebenen Luftpfadmodells wird im folgenden Kapitel ein Schätzalgorithmus für die Luftmassenbestimmung im Zylinder vorgestellt, der den Saugrohrabsolutdruck als Lastsignal verwendet. Die wesentliche Problemstellung bei rein druckbasierten Einspritzsystemen besteht in der Berechnung der Dichte des im Saugrohr herrschenden Gases, sowie in der Bestimmung eines dynamisch korrekten Saugrohrdruckmittlerwertes. Der erste Ansatz (Kap. 5.1) entspricht einem nichtlinearen Beobachter, der als Extended Kalman-Filter entworfen wurde und als Meßgröße bereits vorverarbeitete (gefilterte) Drucksignale benötigt. Das nachteilige Verhalten dieses ersten Ansatzes bezüglich Robustheit wird durch den Einsatz adaptiver Filtertechniken in Kap. 5.2 stark verbessert. Zur Reduktion des durch das Vorfilter unvermeidbaren Phasengangs des Druckschätzwertes wird dieser Ansatz in Kap. 5.3 um ein Störmodell (Pulsationsmodell) erweitert. Durch die Transformation der Filtergleichungen in den Kurbelwinkelbereich kann die Störfrequenz konstant angenommen und damit der erforderliche Rechenaufwand in Grenzen gehalten werden.

5.1 Luftmassenschätzung im Zeitbereich

Im folgenden ersten Ansatz werden die thermodynamischen Zustandsgrößen direkt auf die Zustände des Beobachtermodells abgebildet. Zur Beschreibung der polytropen Zustandsänderung im Saugrohr werden also nur der Saugrohrdruck und die Saugrohrtemperatur als Zustände definiert. Diese pragmatische Vorgehensweise erscheint aufgrund der niedrigen Ordnung und den damit verbundenen Vorteilen bei der Implementierung sinnvoll. Allerdings zeigt der Modellansatz bezüglich Robustheit und Stabilität erhebliche Nachteile, die jedoch durch die Einführung eines zusätzlich zu schätzenden Parameters behoben werden können. Trotzdem soll aufgrund der besseren Nachvollziehbarkeit der erste Kalman-Filter Ansatz auf Basis dieses Systemmodells entwickelt werden.

5.1.1 Modellgleichungen des Saugrohrmodells 2. Ordnung

Der Zustandsvektor wird aus Saugrohrdruck und Saugrohrtemperatur gebildet :

$$\underline{x} = \begin{bmatrix} p_s \\ T_{LS} \end{bmatrix} \quad (5.1)$$

Die Eingangsgrößen bilden der Drosselklappenwinkel als zentrale Stellgröße, die Motordrehzahl, Außendruck und Außentemperatur, sowie die Kühlwassertemperatur :

$$\underline{u} = [\alpha_{DK} \quad N \quad p_a \quad T_a \quad T_{SW}]^T \quad (5.2)$$

Ausgangsbasis für das Systemmodell bilden die Differentialgleichungen für den Saugrohrdruck (4.14), (4.15) und die Saugrohrtemperatur (4.17). Die Einflüsse von externer Abgasrückführung und Tankentlüftung werden vernachlässigt.

$$\begin{bmatrix} \dot{p}_s \\ \dot{T}_{LS} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \frac{\kappa-1}{V_s} \{ \dot{m}_{LDK} \cdot c_p \cdot T_a - \dot{m}_{LZyl} \cdot c_p \cdot T_{LS} + k \cdot A_s (T_{SW} - T_{LS}) \} \\ \frac{T_{LS}}{p_s} \left[\left[\frac{\kappa-1}{V_s} \{ \dot{m}_{LDK} \cdot c_p \cdot T_a - \dot{m}_{LZyl} \cdot c_p \cdot T_{LS} + k \cdot A_s (T_{SW} - T_{LS}) \} \right] - \frac{T_{LS} \cdot R}{V_s} (\dot{m}_{LDK} - \dot{m}_{LZyl}) \right] \end{bmatrix} + G \begin{bmatrix} w_p \\ w_T \end{bmatrix}$$

mit
$$\dot{m}_{LDK} = A_{geo}(\alpha_{DK}) \cdot c_D(\alpha_{DK}) \cdot p_a \cdot \sqrt{\frac{2}{R_i \cdot T_a}} \cdot \psi(p_s, p_a, \gamma)$$

$$\psi(p_s, p_a, \gamma) = \begin{cases} \sqrt{\frac{\gamma}{\gamma-1} \left[\left(\frac{p_s}{p_a} \right)^{\frac{2}{\gamma}} - \left(\frac{p_s}{p_a} \right)^{\frac{\gamma+1}{\gamma}} \right]} & \text{für } 1 \geq \frac{p_s}{p_a} \geq \left(\frac{2}{\gamma+1} \right)^{\frac{\gamma}{\gamma-1}} \\ \left(\frac{2}{\gamma+1} \right)^{\frac{1}{\gamma-1}} \cdot \sqrt{\frac{\gamma}{\gamma+1}} & \text{für } \frac{p_s}{p_a} < \left(\frac{2}{\gamma+1} \right)^{\frac{\gamma}{\gamma-1}} \end{cases}$$

und

$$\dot{m}_{LZyl} = \frac{p_s}{R_L \cdot T_{LS}} \cdot \frac{N}{60} \cdot \frac{V_{Hub}}{2} \cdot n_{Zyl} \cdot \eta_{Vol}$$

$$\eta_{Vol} = f(\Delta p, N)$$

$$\Delta p = p_a - p_s \quad (5.3)$$

Der volumetrische Wirkungsgrad η_{Vol} besteht aus einem experimentell ermittelten Kennfeld in Abhängigkeit der Druckdifferenz Δp und der Drehzahl. Durch die Einführung von Δp können Einflüsse der Umgebungsparameter auf den volumetrischen Wirkungsgrad (z.B. ein reduzierter Abgasgegendruck durch einen Dichteabfall der Umgebungsluft bei Fahrten in großer Höhe) zumindest teilweise mitberücksichtigt werden. Dies ist bei einer ausschließlichen Abhängigkeit des Wirkungsgradkennfeldes von der Drehzahl und dem Saugrohrabsolutdruck nicht möglich. Mit $w_p(t)$ und $w_T(t)$ werden die Komponenten der stochastischen Prozeßstörungen berücksichtigt. Diese werden als gaußverteilt, erwartungswertfrei und unabhängig von allen andern auftretenden Größen angenommen:

$$E\{w_p(t)\} = 0 \quad (5.4)$$

$$E\{w_T(t)\} = 0 \quad (5.5)$$

$$E\{w_p(t) \cdot w_p(t + \tau)\} = q_p \cdot \delta(\tau) \quad (5.6)$$

$$E\{w_T(t) \cdot w_T(t + \tau)\} = q_T \cdot \delta(\tau) \quad (5.7)$$

Die stochastische Kontrollmatrix G wird für das vorliegende Modell als Einheitsmatrix definiert, um die beiden Rauschprozesse $w(t)$ und $w_T(t)$ eindeutig den Zustandsdifferentialgleichungen zuzuordnen.

$$G \cdot \underline{w}(t) = \begin{bmatrix} w_p(t) \\ w_T(t) \end{bmatrix} \quad (5.8)$$

Diese Rauschprozesse beschreiben praktisch die Unsicherheit der durch das Modell berechneten Zustände Saugrohrdruck und Saugrohrtemperatur.

Das Beobachtungsmodell ist trivial und besteht nur aus der Abbildung des Zustandes p_s auf die Ausgangsgröße \hat{p}_{sm} (5.9). Ein zusätzlicher Saugrohrtemperatursensor würde für diesen speziellen Modellansatz durch eine zweite Beobachtungsgröße eine wesentliche Verbesserung darstellen, da sich die Parameterungenauigkeiten des Drosselklappen- und Saugmodells stark auf die Temperaturschätzung auswirken. Dieser Zusammenhang wird in Kapitel 5.2 näher erläutert.

$$z(t_i) = \hat{p}_{sm}(t_i) = C \underline{x}(t_i) + v_p(t_i) \quad (5.9)$$

$$\text{mit } C = \begin{bmatrix} 1 & 0 \end{bmatrix}$$

Das Meßrauschen v_p beschreibt den stochastischen Anteil der Störungen der Saugrohrdruckmeßwerte. Dieser Anteil wird im Kalman-Filter durch die Meßfehlerkovarianz R berücksichtigt und muß experimentell ermittelt werden. v_p wird ebenfalls erwartungswertfrei und von allen anderen Größen unabhängig angenommen.

$$E\{v_p(t_i)\} = 0 \quad (5.10)$$

$$E\{v_p(t_i) \cdot v_p(t_j)\} = R \cdot \delta(i, j) \quad (5.11)$$

5.1.2 Überführung in die Filterstruktur

Im folgenden Abschnitt wird nun, basierend auf den beschriebenen Modellgleichungen, ein Extended Kalman-Filter als nichtlinearer Beobachter entworfen. Der rekursive Algorithmus beginnt mit dem Time update, bei dem das nichtlineare Differentialgleichungssystem (5.3) im Abtastintervall $[T(k+1), T_k]$ gelöst wird. Aufgrund begrenzter Rechnerressourcen ist eine Mindestabtastzeit erforderlich, so daß rekursive, numerische Lösungsverfahren mit konstanter Schrittweite eingesetzt werden müssen. Gleichung (5.11) beschreibt die Lösung innerhalb eines Intervalls mit Hilfe der Eulerintegration und der Schrittweite K_Δ .

$$\begin{bmatrix} p_{S_i}^-(k+1) \\ T_{LS_i}^-(k+1) \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} p_{S_{i+1}} = p_{S_i} + f_p(p_{S_i}, T_{LS_i}) \cdot \frac{T}{K_\Delta} \\ T_{LS_{i+1}} = p_{S_i} + f_T(T_{LS_i}, p_{S_i}) \cdot \frac{T}{K_\Delta} \end{bmatrix}_{i=0}^{i=K_\Delta-1}$$

mit:

$$\begin{aligned} f_p(p_{S_i}, T_{LS_i}) &= \frac{\kappa-1}{V_S} \left\{ \dot{m}_{LDK} \cdot c_p \cdot T_a - \dot{m}_{LZyl} \cdot c_p \cdot T_{LS_i} + k \cdot A_S (T_{SW} - T_{LS_i}) \right\} \\ f_T(T_{LS_i}, p_{S_i}) &= \frac{T_{LS_i}}{p_{S_i}} \left\{ \left[\frac{\kappa-1}{V_S} \left\{ \dot{m}_{LDK} \cdot c_p \cdot T_a - \dot{m}_{LZyl} \cdot c_p \cdot T_{LS_i} + k \cdot A_S (T_{SW} - T_{LS_i}) \right\} \right] - \frac{T_{LS_i} \cdot R}{V_S} (\dot{m}_{LDK} - \dot{m}_{LZyl}) \right\} \\ \dot{m}_{LDK} &= A_{geo}(\alpha_{DK}) \cdot c_D(\alpha_{DK}) \cdot p_a \cdot \sqrt{\frac{2}{R \cdot T_a}} \psi(p_s, p_a, \gamma) \\ \psi(p_s, p_a, \gamma) &= \begin{cases} \sqrt{\frac{\gamma}{\gamma-1} \left[\left(\frac{p_{S_i}}{p_a} \right)^{\frac{2}{\gamma}} - \left(\frac{p_{S_i}}{p_a} \right)^{\frac{\gamma+1}{\gamma}} \right]} & \text{für } 1 \geq \frac{p_{S_i}}{p_a} \geq \left(\frac{2}{\gamma+1} \right)^{\frac{\gamma}{\gamma-1}} \\ \left(\frac{2}{\gamma+1} \right)^{\frac{1}{\gamma-1}} \cdot \sqrt{\frac{\gamma}{\gamma+1}} & \text{für } \frac{p_{S_i}}{p_a} < \left(\frac{2}{\gamma+1} \right)^{\frac{\gamma}{\gamma-1}} \end{cases} \\ \dot{m}_{LZyl} &= \frac{p_{S_i}}{R_L \cdot T_{LS}} \cdot \frac{N}{60} \cdot \frac{V_{Hub}}{2} \cdot n_{Zyl} \cdot \eta_{Vol} \end{aligned} \quad (5.12)$$

Für die Startwerte innerhalb einer Abtastung gilt für Druck und Temperatur:

$$\begin{bmatrix} p_{S_i}(i=0) \\ T_{LS_i}(i=0) \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} p_{S_i}^+(k) \\ T_{LS_i}^+(k) \end{bmatrix} \quad (5.13)$$

Zur Berechnung der Prädiktionsfehlerkovarianzmatrix (3.42) sind die linearisierten Systemgleichungen erforderlich, die durch die Differentiation des nichtlinearen Gleichungssystems nach allen vorkommenden Zuständen bestimmt werden. Aufgrund der starken Verkopplung von Saugrohrdruck- und Temperaturdifferentialgleichung, ergibt sich eine voll besetzte F-Matrix (5.14) mit den vier linearisierten Gleichungen (5.15) bis (5.18).

$$F(t, \hat{x}(t/t_i)) = \begin{bmatrix} F_{pp} & F_{pT} \\ F_{Tp} & F_{TT} \end{bmatrix} \quad (5.14)$$

$$F_{pp} = \frac{\partial \dot{p}_S}{\partial p_S} = \frac{\kappa-1}{V_S} \left(\frac{\partial \dot{m}_{LDK}}{\partial p_S} \cdot c_p \cdot T_a - \frac{\partial \dot{m}_{LZyl}}{\partial p_S} \cdot c_p \cdot T_{LS} \right) \quad (5.15)$$

$$F_{pT} = \frac{\partial \dot{p}_S}{\partial T_S} = \frac{1-\kappa}{V_S} \left(\frac{\partial \dot{m}_{LZyl}}{\partial T_S} \cdot c_p \cdot T_S + \dot{m}_{LZyl} \cdot c_p + k \cdot A_S \right) \quad (5.16)$$

$$\begin{aligned}
 F_{TT} = \frac{\partial \dot{T}_{LS}}{\partial T_S} &= \frac{\kappa - 1}{p_S V_S} \left[\dot{m}_{LDK} \cdot c_p \cdot T_a - \dot{m}_{LZyl} \cdot c_p \cdot T_{LS} + k \cdot A_S (T_{SW} - T_{LS}) \right] - \frac{2 \cdot T_{LS} \cdot R}{V_S} (\dot{m}_{LDK} - \dot{m}_{LZyl}) + \\
 &+ \frac{T_{LS} (1 - \kappa)}{p_S \cdot V_S} \left(\frac{\partial \dot{m}_{LZyl}}{\partial T_S} \cdot c_p \cdot T_{LS} + \dot{m}_{LZyl} \cdot c_p + k \cdot A_S \right) + \frac{T_{LS}^2 \cdot R}{V_S} \frac{\partial \dot{m}_{LZyl}}{\partial T_S}
 \end{aligned} \quad (5.17)$$

$$\begin{aligned}
 F_{Tp} = \frac{\partial \dot{T}_{LS}}{\partial p_S} &= \frac{T_{LS}}{p_S^2} \left\{ \frac{1 - \kappa}{V_S} \left[\dot{m}_{LDK} \cdot c_p \cdot T_a - \dot{m}_{LZyl} \cdot c_p \cdot T_{LS} + k \cdot A_S (T_{SW} - T_{LS}) \right] \right\} - \frac{T_{LS}^2 \cdot R}{p_S \cdot V_S} \left(\frac{\partial \dot{m}_{LDK}}{\partial p_S} - \frac{\partial \dot{m}_{LZyl}}{\partial p_S} \right) + \\
 &+ \frac{T_{LS}}{p_S} \cdot \frac{(\kappa - 1)}{V_S} \left(\frac{\partial \dot{m}_{LDK}}{\partial p_S} \cdot c_p \cdot T_a - \frac{\partial \dot{m}_{LZyl}}{\partial p_S} \cdot c_p \cdot T_{LS} \right) + \frac{T_{LS}^2 \cdot R}{p_S^2 \cdot V_S} (\dot{m}_{LDK} - \dot{m}_{LZyl})
 \end{aligned} \quad (5.18)$$

Die partielle Ableitung des Massenstromes an der Drosselklappe nach dem Saugrohrdruck lautet:

$$\begin{aligned}
 \frac{\partial \dot{m}_{LDK}}{\partial p_S} &= A_{geo}(\alpha_{DK}) \cdot c_D(\alpha_{DK}) \cdot p_a \cdot \sqrt{\frac{2}{R \cdot T_a}} \frac{\partial \psi(p_s, p_a, \gamma)}{\partial p_S} \quad (5.19) \\
 \frac{\partial \dot{m}_{LDK}}{\partial p_S} &= \begin{cases} A_{geo}(\alpha_{DK}) \cdot c_D(\alpha_{DK}) \cdot \sqrt{\frac{1}{R T_a}} \cdot \frac{2 \left(\frac{p_s}{p_a} \right)^{\frac{2}{\gamma} - 1} - \left(\frac{p_s}{p_a} \right)^{\frac{1}{\gamma}}}{\sqrt{2 \gamma (\gamma - 1) \left[\left(\frac{p_s}{p_a} \right)^{\frac{2}{\gamma}} - \left(\frac{p_s}{p_a} \right)^{\frac{\gamma + 1}{\gamma}} \right]}} & \text{für } \frac{p_s}{p_a} \geq \left(\frac{2}{\gamma + 1} \right)^{\frac{\gamma}{\gamma - 1}} \\ 0 & \text{für } \frac{p_s}{p_a} < \left(\frac{2}{\gamma + 1} \right)^{\frac{\gamma}{\gamma - 1}} \end{cases} \quad (5.20)
 \end{aligned}$$

Die Differentiation des Pumpmodells bereitet Schwierigkeiten, da der volumetrische Wirkungsgrad als Kennfeld in Abhängigkeit von N und Ps modelliert ist, das bei der in der Praxis üblichen linearen Interpolation an den Stützstellen Unstetigkeiten aufweist. Abhilfe schafft hier eine Näherung durch eine bilineare Modellgleichung:

$$\eta_{vol} = (a_1 (p_a - p_s) + a_0) (b_1 N + b_0) \quad (5.21)$$

Der Näherungsfehler hängt stark von der Pumpcharakteristik des Motors ab. Starke Ventilüberschneidungen (hohe Overlapfaktoren) mit den damit verbundenen hohen inneren Restgasanteilen verursachen üblicherweise unregelmäßige Liefergradkennfelder, die sich nur mit beträchtlichen Fehlern linearisieren lassen. Die partielle Ableitung des Luftmassenstromes in die Zylinder nach dem Saugrohrdruck lautet dann:

$$\frac{\partial \dot{m}_{LZyl}}{\partial p_S} = \frac{n_{Zyl}}{R_L \cdot T_{LS}} \cdot \frac{N}{60} \cdot \frac{V_{Hub}}{2} \cdot (a_1 (p_a - 2 \cdot p_s) + a_0) (b_1 \cdot N + b_0) \quad (5.22)$$

Gleichung (5.23) beschreibt die partielle Ableitung nach der Saugrohrtemperatur.

$$\frac{\partial \dot{m}_{LZyl}}{\partial T_S} = -\frac{p_S}{R_L \cdot T_{LS}^2} \cdot \frac{N}{60} \cdot \frac{V_{Hub}}{2} \cdot n_{Zyl} \cdot (a_1(p_a - p_S) + a_0)(b_1 N + b_0) \quad (5.23)$$

Die Diffusionsmatrix Q enthält in ihrer Diagonale die Kovarianzen der Komponenten des Prozentschens:

$$Q(t) = \begin{bmatrix} \sigma_p^2(t) & 0 \\ 0 & \sigma_T^2(t) \end{bmatrix} \quad (5.24)$$

Die zeitkontinuierliche Differentialgleichung zur Berechnung der Prädiktionsfehlerkovarianzmatrix ergibt dann:

$$\dot{p}(t/t_i) = \begin{bmatrix} F_{pp} & F_{pT} \\ F_{Tp} & F_{TT} \end{bmatrix} p(t/t_i) + p(t/t_i) \begin{bmatrix} F_{pp} & F_{Tp} \\ F_{pT} & F_{TT} \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} \sigma_p^2(t) & 0 \\ 0 & \sigma_T^2(t) \end{bmatrix} \quad (5.25)$$

Die Lösung dieser Differentialgleichung erfolgt analog zur Lösung der Zustandsdifferentialgleichung mit einem Integrationsverfahren. Allerdings müssen für jeden Integrationsschritt die jeweils aktuellen integrierten Zustandswerte eingesetzt werden. Dies führt zu einer Verkopplung der beiden Lösungsverfahren. (5.26) zeigt dies beispielhaft mit dem Eulerverfahren.

$$\begin{bmatrix} p_S^-(k+1) \\ T_{LS}^-(k+1) \\ P^-(k+1) \end{bmatrix} = \left[\begin{array}{l} p_{S_{i+1}} = p_{S_i} + f_p(p_{S_i}, T_{LS_i}) \cdot \frac{T}{K_\Delta} \\ T_{LS_{i+1}} = T_{LS_i} + f_T(T_{LS_i}, p_{S_i}) \cdot \frac{T}{K_\Delta} \\ \left[P_{mn_{i+1}} = P_{mn_i} + f(P_{mn_i}, F_{mn_i}) \cdot \frac{T}{K_\Delta} \right]_{n=1}^{m=2} \end{array} \right]_{i=0}^{i=K_\Delta-1} \quad (5.26)$$

Die Anfangsbedingungen für die Prädiktionsfehlerkovarianzmatrix beim Start des Integrationsverfahrens lauten:

$$P_{mn_i}(i=0) = P_{mn}^+(k) \quad (5.27)$$

Im zweiten Schritt des Kalman-Filter Algorithmus, dem Measurement update, werden nun das Residuum und die Kalman-Gains berechnet. Da die prädizierte Ausgangsgröße (Saugrohrabsolutdruck) gleichzeitig dem ersten Systemzustand entspricht, ergibt sich für das Residuum:

$$r(k+1) = z(k+1) - C \hat{x}^-(k+1) = p_{Sm}(k+1) - \hat{p}_{Sm}(k+1) \quad (5.28)$$

Durch die lineare, zeitinvariante Eigenschaft des Beobachtungsmodells kann die in einem Extended Kalman-Filter übliche linearisierte Beobachtungsmatrix H durch die konstante Matrix C ersetzt werden.

Die Kalman-Gains können nach (5.29) bestimmt werden:

$$K(k+1) = P^-(k+1) C^T [C P^-(k+1) C^T + R]^{-1} \quad (5.29)$$

Die Aktualisierung der Zustandsschätzwerte erfolgt nun anhand der prädizierten Schätzwerte, sowie den, mit den Kalman-Gains gewichteten Residuen:

$$\hat{x}^+(k+1) = \hat{x}^-(k+1) + K(k+1)r(k+1) \quad (5.30)$$

Im letzten Schritt des measurement updates wird die Schätzfehlerkovarianzmatrix aktualisiert:

$$P^+(k+1) = P^-(k+1) - K(k+1)C P^-(k+1) \quad (5.31)$$

5.1.3 Parametrierung und Simulation

Die Bewertung von Lastschätzalgorithmen gestaltet sich generell schwierig, da im Instationärbetrieb experimentell keine Referenzgröße mit ausreichender Genauigkeit für die Luftmassen in den Zylindern verfügbar ist. Die Qualität eines speziellen Verfahrens hängt bei druckgeführten Systemen, ein Drucksensor mit hoher Genauigkeit (rel. Fehler < 1%) vorausgesetzt, in erster Linie von zwei Eigenschaften ab.

- Genauigkeit der stationären und instationären Temperaturbestimmung
- Robustheit und Fehlertoleranz

Aus diesem Grund wird das beschriebene Verfahren zuerst anhand eines Referenzmodells überprüft, an dem sich Parameterschwankungen und Fehler leicht darstellen lassen.

Das Referenzmodell beschreibt einen 2,3l 4-Zylinder 4-Ventilmotor ohne externe Abgasrückführung. Abb. 5.1 zeigt einen typischen starken Lastsprung von 200 hPa auf 920 hPa bei 1500 U/min.

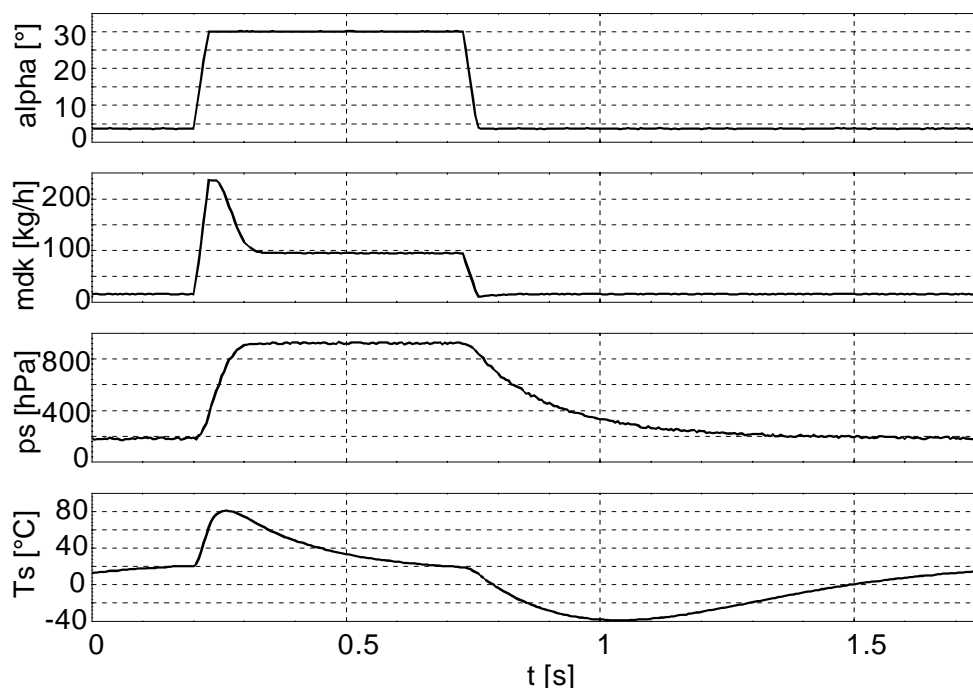


Abbildung 5.1 : Ausgangsdaten des Referenzmodells während eines starken Drosselklappensprungs bei 1500 U/min

Die Drosselklappengeschwindigkeit beträgt im Sprung $1000^\circ/\text{s}$, ein Wert, der einem sportlichen oder hektischem Fahrverhalten zuzuordnen ist, sich jedoch zur Darstellung instationärer Temperaturvorgänge im Saugrohr sehr gut eignet.

Das Überschwingen des Luftmassenstromes an der Drosselklappe (Abb. 5.4), sowie die stark unterschiedlichen Zeitkonstanten des Saugrohrdrucks sind durch die starke Anregung deutlich erkennbar. Drosselklappenwinkel und Saugrohrdruck sind von weißen, mittelwertfreien, gaußverteilten Störungen überlagert. Die Varianz der Drosselklappenstörung und Saugrohrdruckstörung beträgt $0,02[^\circ]^2$ bzw. $3 \cdot 10^5 Pa^2$.

Zur Parametrierung des Filters kann die Varianz der Druckstörung direkt zur Bestimmung des Parameters für das Meßrauschen R übernommen werden. Die Kovarianzmatrix des Prozeßrauschens enthält mit ihren Matrixelementen $\sigma_T^2(t)$ und $\sigma_p^2(t)$ die "Tuningparameter" des Filters. Für den ersten Ansatz werden diese beiden Parameter zeitunabhängig festgelegt:

$$\sigma_T^2(t) = \sigma_T^2 = 0,1K^2 \quad (5.32)$$

$$\sigma_p^2(t) = \sigma_p^2 = 10^7 Pa^2 \quad (5.33)$$

Die folgenden drei Abbildungen zeigen das Einschwingverhalten von Saugrohrdruck, Saugrohrtemperatur und Luftmassenstrom des Filteralgorithmus in einem Vergleich zu den Ausgangsgrößen eines identisch parametrisierten Modells. Nach den Einschwingvorgängen zeigen Referenzmodell, Filter und Vergleichsmodell - wie zu erwarten - praktisch keine Abweichungen mehr. Der Einschwingvorgang selbst erfolgt im Filteralgorithmus wesentlich schneller als beim Vergleichsmodell, da zu Beginn das Residuum relativ große Werte annimmt, die zu einer starken Korrektur der Zustände führen.

Allerdings wurden alle Schätzfehlerkovarianzelemente beim Start mit Null initialisiert. Das Filtermodell startet also ebenfalls ohne Korrektur. Erst ein Anstieg der Prädiktionsfehlerkovarianz (Abb. 5.6) ermöglicht das Ansteigen der Kalman-Gains (Abb. 5.5) und somit eine Modellkorrektur. Eine Initialisierung der Kovarianzmatrix mit den Parametern des eingeschwungenen, stationären Zustandes würde den Einschwingvorgang erheblich verkürzen. In der Praxis sind diese Parameter oft nicht a priori bekannt (z.B. bei Umschaltungen, Störungen). Eine grobe Abschätzung, z.B. mit Hilfe eines Kennfeldes, ist jedoch in den meisten Fällen möglich.

Die Kalman-Gains in Abb. 5.5 sind nach 0.2 Sekunden eingeschwungen und konvergieren betriebspunktabhängig in den stationären Phasen gegen sehr kleine Werte ($0.18 < k1 < 0.052$ und $-2.5 \cdot 10^{-5} < k2 < -10^{-5}$). Trotz der zeitinvarianten Rauschkomponenten Q und R nehmen die Kalman-Gains betriebspunktabhängig stark unterschiedliche Werte an. Die Ursache liegt hier in den Nichtlinearitäten der beiden Systemgleichungen.

Der Schätzfehler der eigentlich interessierenden Größe, der Luftmasse in den Zylindern, kann in der Praxis aufgrund einer fehlenden Referenz (die Zylinderluftmassen können auch mit Zusatzmeßtechnik nicht direkt bestimmt werden) nicht angegeben werden. Allerdings ist er proportional zum Fehler des Saugrohrdrucks und der Saugrohrtemperatur.

In dieser Hinsicht stellt die Modellierung des Liefergrades bei reinen druckgeführten Systemen die wesentliche Schwachstelle dar. Parameterfehler im Liefergradmodell (Pumpmodell) können auch bei korrekten Saugrohrdruck- und Saugrohrtemperaturschätzwerten Fehler in den Schätzwerten der Zylinderluftmassen verursachen. Als Ausweg bietet sich in diesem Fall die Nutzung zusätzlicher Informationen aus dem Kraftstoffpfad (Einpritzzeit und λ) zur Anpassung des Liefergradmodells.

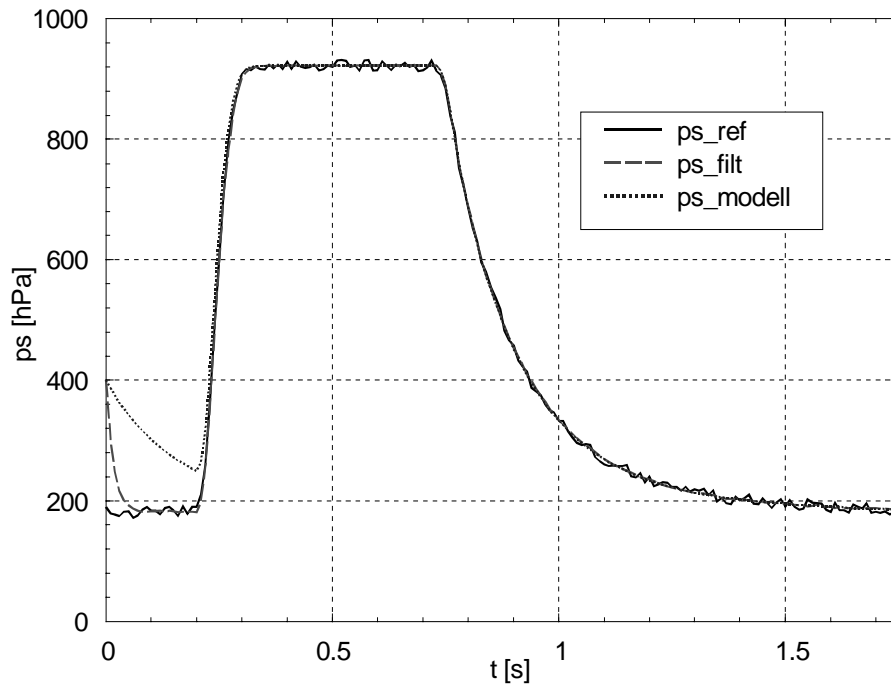


Abbildung 5.2 : *Einschwingverhalten des Saugrohrdrucks. Der Filteralgorithmus im Vergleich zu einem nicht rückgekoppelten Modell*

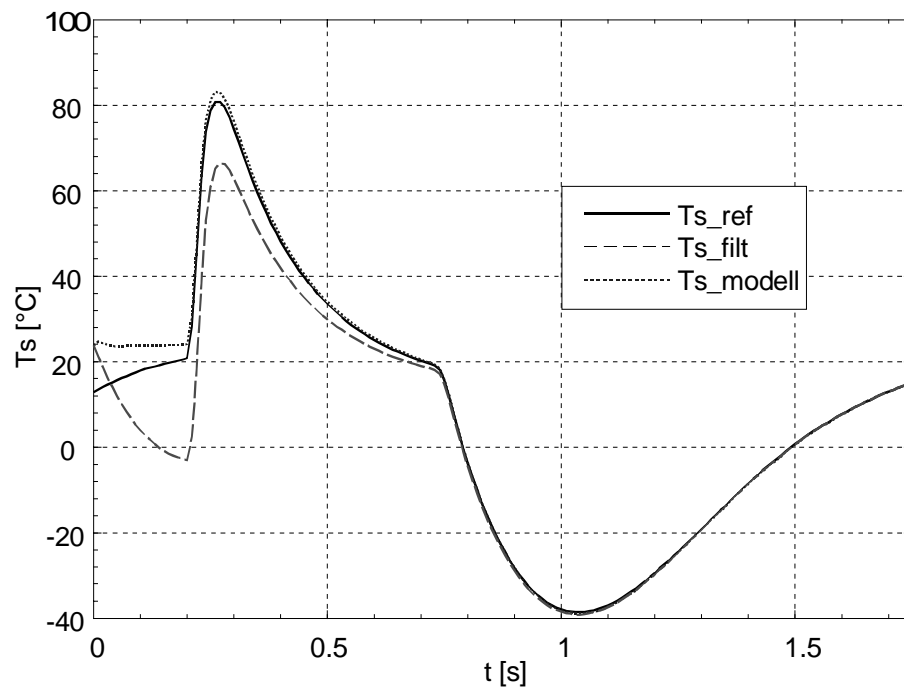


Abbildung 5.3 : *Einschwingverhalten der Saugrohrtemperatur. Der Filteralgorithmus im Vergleich zu einem nicht rückgekoppelten Modell*

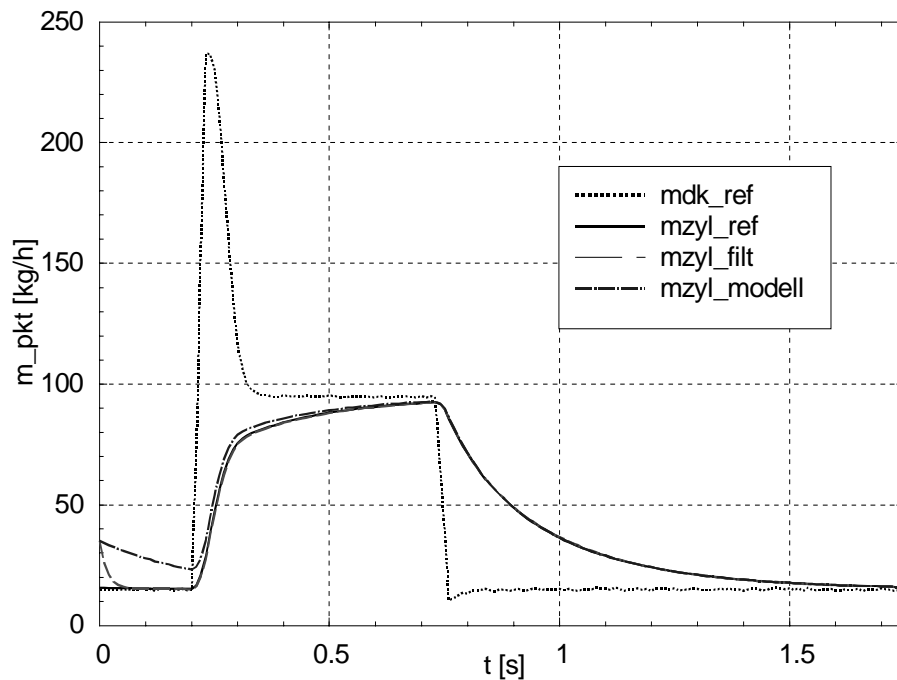


Abbildung 5.4 : *Einschwingverhalten der Luftmassenströme. Der Filteralgorithmus im Vergleich zu einem nicht rückgekoppelten Modell*

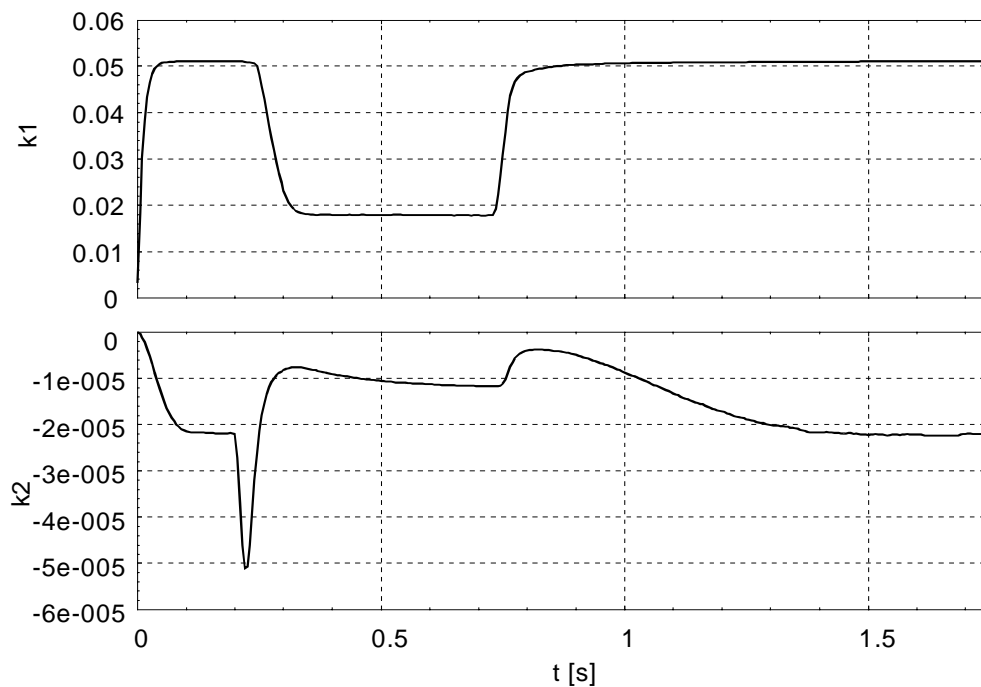


Abbildung 5.5 : *Die Kalman-Gains im Einschwingvorgang. Aufgrund der Nichtlinearitäten streben die Kalman-Gains trotz zeitinvarianter Rauschprozesse stationär gegen unterschiedliche Werte*

Abb. 5.6 zeigt den Verlauf der Schätzfehlerkovarianzelemente. Der Betrag der Schätzfehlerautokovarianz des Saugrohrdrucks ist etwa eine Größenordnung geringer als die Varianz der Meßstörung. Die Verläufe der beiden Kreuzkovarianzelemente P12 und P21 sind - wie erwartet - identisch, die Beträge klein.

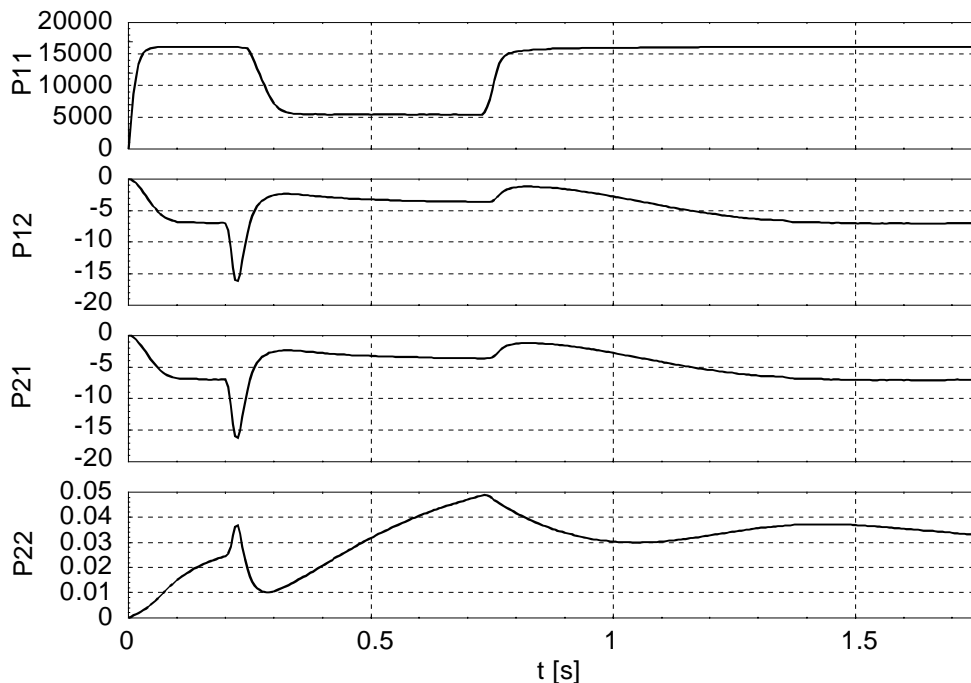


Abbildung 5.6 : Die Schätzfehlerkovarianzelemente während des Einschwingvorgangs. Alle Elemente wurden beim Start mit Null initialisiert !

5.1.4 Robustheit

Prinzipiell repräsentiert das Filtermodell mit seiner Druck- und Temperaturdifferentialgleichung ein ausreichend genaues Abbild des Prozesses. Die rückgekoppelte Struktur des Filters ermöglicht außerdem ein schnelles Einschwingverhalten, sowie eine genaue Schätzung der instationär nicht meßbaren Saugrohrtemperatur.

Eine wichtige und notwendige Voraussetzung für diesen Filtertyp ist jedoch die exakte Parametrierung des Drosselklappen- bzw. des Pumpmodells. Diese Eigenschaft soll im folgenden Abschnitt näher diskutiert werden.

5.1.4.1 Ursachen für Parameterabweichungen

An einem modernen Motorenprüfstand lassen sich, ein entsprechender Applikationsaufwand vorausgesetzt, die Modellparameter für das Befüllen und Entleeren des Saugrohres auf etwa 1 % genau bestimmen. An diesem einen, perfekt vermessenen Motor zeigen dann die meisten Methoden zur Steuerung der äußeren Gemischbildung (unter diesen Voraussetzungen aber auch die Konventionellen) sehr gute Ergebnisse. Vergleicht man jedoch eine Anzahl Motoren

aus der gleichen Baureihe über ihre Laufzeit, so lassen sich für eine Modellierung nicht vernachlässigbare Parameterabweichungen feststellen. Die Ursachen für Parameterabweichungen lassen sich in drei Gruppen untergliedern:

- Exemplarstreuungen
- Verschleiß, Alterung
- Fehler

Die Höhe der Exemplarstreuung hängt von der mechanischen Fertigungstoleranz und von der Ausführung ab. Ungünstige Kombinationen können bei den für das Filtermodell relevanten Parametern zu Abweichungen bis 10% führen. Die typischen Verschleißerscheinungen mit Auswirkungen auf die Saugrohrparameter sind:

- Verschleiß der Drosselklappenmechanik (vergrößerter Öffnungsquerschnitt)
- Abfall des Liefergrades (Kompressionsdruckabfall, Ventilsteuerung)

Der Übergang von Verschleißerscheinungen zu Fehlern ist in diesem Zusammenhang fließend. Fehler im Luftpfad müssen nicht immer zu einem Stillstand des Motors führen, da durch spezielle Notlauffunktionen in der Motorsteuerung meistens der Betrieb fortgesetzt werden kann (oft für den Fahrer unbemerkt). Allerdings haben solche Fehler in fast allen Fällen negative Auswirkungen auf das Abgasverhalten. So kann die stationäre Abweichung der Gemischbildung durch Falschluff im Saugrohr durch die Lambdaregelung zwar ausgeglichen werden, instationär werden jedoch erheblich höhere Abgasemissionen auftreten.

Tabelle 5.1 soll einen Überblick über die wesentlichen Fehler im Luftpfad und ihre Auswirkungen geben. Die Auswirkungen beziehen sich auf einen eingestellten Arbeitspunkt mit vorgewählter Drehzahl und Drosselklappenwinkel.

Fehler		Auswirkungen stationär		
Fehlergruppe	Einzelfehler	\dot{m}_{LDK}	\dot{m}_{Zyl}	p_s
Drosselklappe	Verschmutzung	↓	↓	↓
	Vereisung	↓	↓	↓
	undicht	↑	↑	↑
	Potifehler (Offset)	-	-	-
Saugrohr	Saugrohr undicht	↑	↑	↑
	abgefallener Schlauch	↑	↑	↑
	Sensorfehler	-	-	-
Motor (Liefergrad)	Verschleiß	↓	↓	↑
	erhöhter Abgasgegendruck	↓	↓	↑
	Verschmutzung	↓	↓	↑
	verstellte Ventilsteuerung	↓	↓	↑

Tabelle 5.1 : Fehler im Luftpfad und ihre Auswirkungen

Verschmutzungen bzw. Vereisung an der Drosselklappe können betriebspunktabhängig unterschiedliche Auswirkungen haben. Bei kleinen Winkeln läßt sich insbesondere bei Vereisung die Klappe nicht mehr vollständig schließen. Bei großen Öffnungswinkeln verringern Fremdkörper den Öffnungsquerschnitt.

Im Leerlaufbereich und im unteren Teillastbereich zeigen die Modellparameter der Drosselklappe die höchsten Sensitivitäten bezüglich der Lastbestimmung. In diesen Betriebspunkten herrscht vorwiegend überkritische Strömung in der Drosselklappe ($p_s / p_a \ll p_{krit}$). Der Luftmassenstrom an der Drosselklappe ist also unabhängig vom Saugrohrdruck (Abb. 4.3a). Die Abweichungen der Saugparameter zeigen somit bei überkritischen Strömungsverhältnissen keine Auswirkung, da sie direkt, konstante Drehzahl vorausgesetzt, nur den Saugrohrdruck beeinflussen.

Bei Vollast und oberem Teillastbereich herrschen umgekehrte Verhältnisse bezüglich der Sensitivitäten. Die unterkritische Strömung an der Drosselklappe ist stark saugrohrdruckabhängig. Veränderungen der Saugparameter können sich direkt auf die Zylinderluftmassen auswirken.

5.1.4.2 Simulation von Störungen

Im folgenden Abschnitt wird das beschriebene Kalman-Filter anhand gestörter Simulationsdaten getestet. Als Ausgangsbasis dient das beschriebene Referenzmodell. Die Störung soll durch einen sich plötzlich lösenden Schlauch im Drosselklappensteller (z.B. Kurbelgehäuseentlüftung) dargestellt werden. Dies entspricht einem zusätzlich zur Drosselklappe auftretenden Öffnungsquerschnitt. Beide Querschnitte werden zu einem Gesamtöffnungsquerschnitt \tilde{A}_{eff} zusammengefaßt (5.34).

$$\tilde{A}_{eff}(\alpha, t) = A_{eff}(\alpha) + A_{stör}(t) \quad (5.34)$$

Die Störung soll plötzlich 250 ms nach dem Start auftreten:

$$\begin{aligned} A_{stör}(t) &= A_{stör} \cdot \sigma(t - \tau) \\ \text{mit } \tau &= 0.25 \text{ s} \end{aligned} \quad (5.35)$$

Es werden drei Fälle mit unterschiedlichen Strömungsquerschnitten, (2.5 %, 5 % und 10 %) bezogen auf den max. Öffnungsquerschnitt der Drosselklappe, betrachtet. Abb. 5.7 zeigt die Ausgangsgrößen des gestörten Referenzmodells. Die Simulation startet im unteren Teillastbereich bei 200 hPa Saugrohrdruck. Aufgrund des geringen geometrischen Öffnungsquerschnitts der Drosselklappe in diesem Betriebspunkt verursacht selbst der erste Störungsfall (2.5 %) einen Anstieg des Luftmassenstromes an der Drosselklappe um 130%.

Abb. 5.8 zeigt die Filterschätzwerte des Kalman-Filters. Die relativen Fehler sind in Abb. 5.9 dargestellt. Der Luftmassenstrom an der Drosselklappe wird entsprechend der Eingangsgrößen berechnet. Da der gestörte Parameter nicht im Filteralgorithmus geschätzt wird, wirken sich die Störungen stark auf die eigentlichen zentralen Schätzgrößen Saugrohrdruck und Saugrohrtemperatur aus. Die relativen Fehler betragen bei allen Größen mehr als 35% im Maximum. Besonders störend erscheint die stark fehlerhafte Schätzung der Saugrohrtemperatur. Sie erreicht nach dem Lastsprung einen Wert von -110 °C bei einer 10% Störung. Dies entspricht einem relativen Fehler von etwa -40%. Die starke Absenkung der Temperatur führt nach 1.5 s zu einem positiven Fehler beim Luftmassenstrom in die Zylinder.

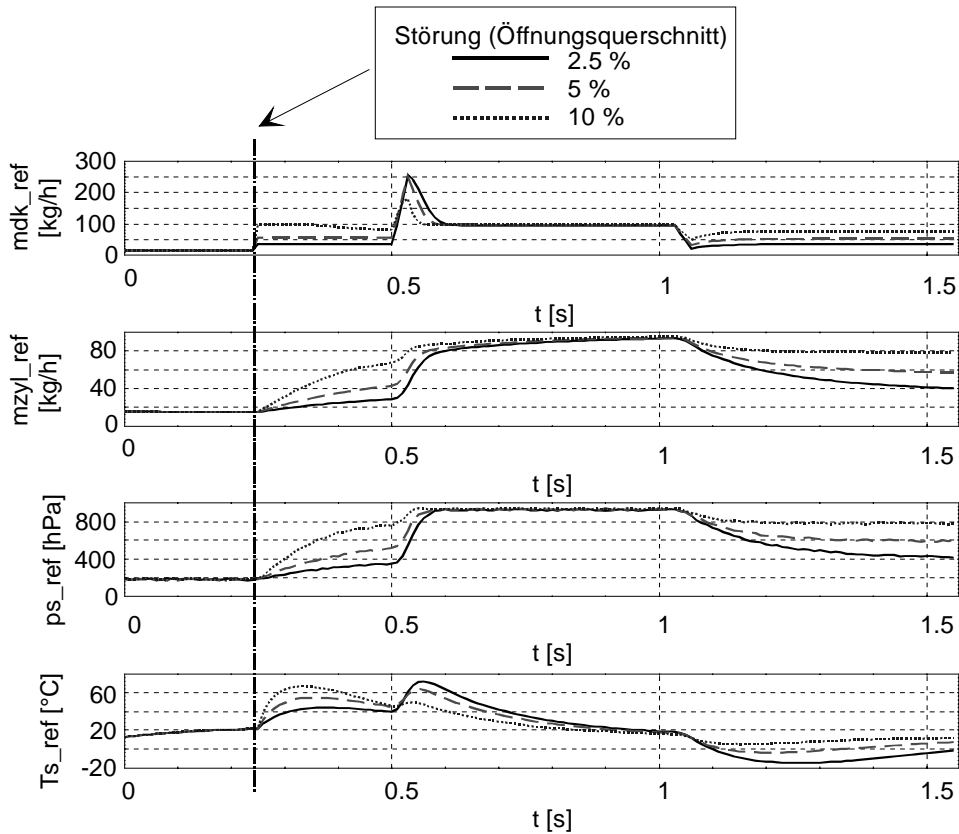


Abbildung 5.7 : Simulation einer Störung. (Plötzliche Vergrößerung des Öffnungsquerschnittes)

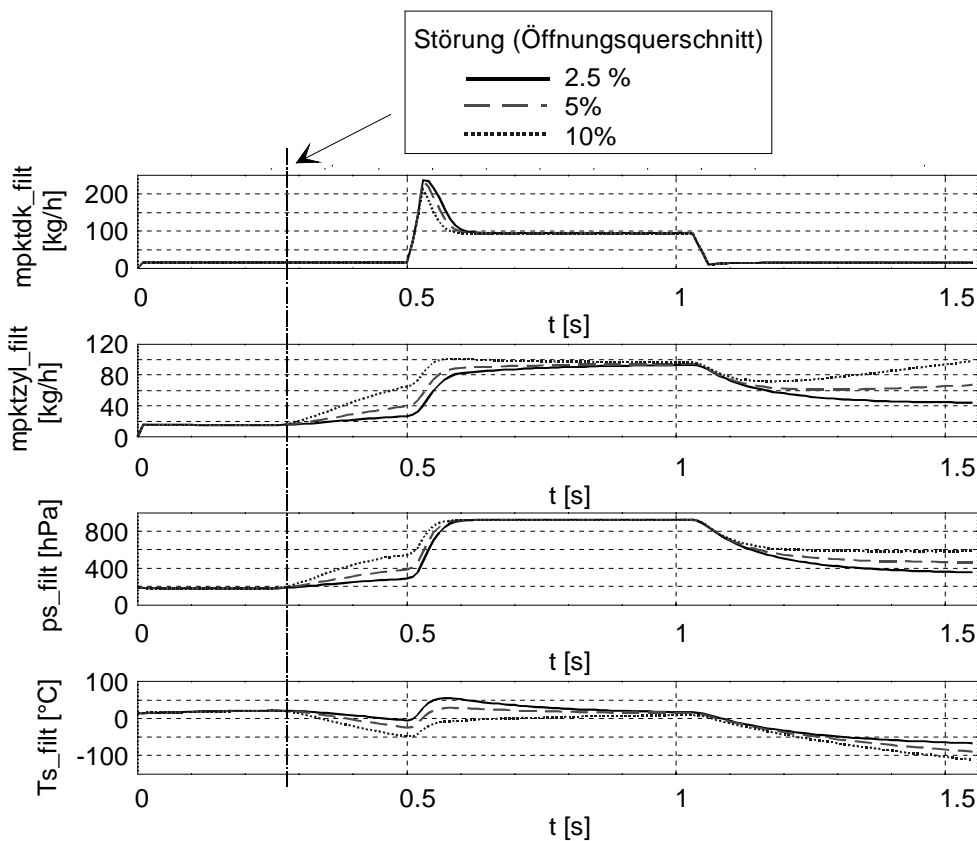


Abbildung 5.8 : Schätzwerte des Kalman-Filters im Störungsfall

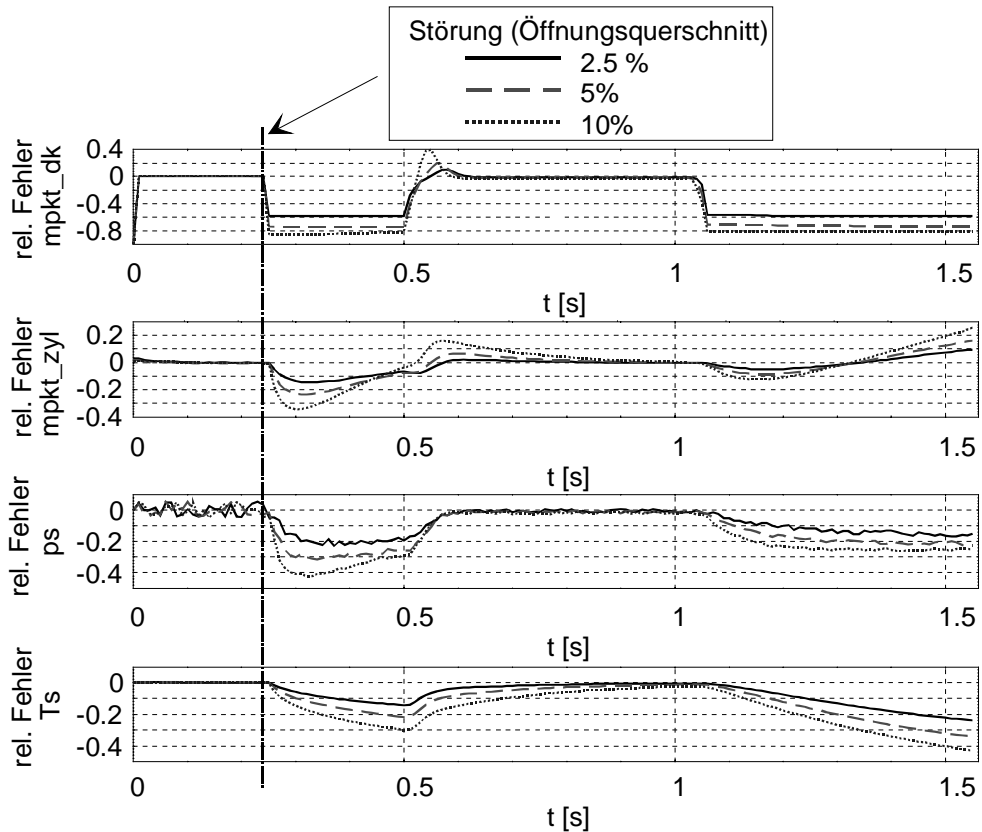


Abbildung 5.9 : Relative Fehler der Filterschätzwerte im Störungsfall

Die Reaktion des Filters erscheint auf den ersten Blick nicht einleuchtend, da die Störung ein positives Residuum (gemessener Saugrohrdruck minus prädizierter Saugrohrdruck) erzeugt. Diese positive Saugrohrdruckdifferenz könnte nach dem idealen Gasgesetz doch nur durch eine Erhöhung der Saugrohrtemperatur verringert werden.

Diese Annahme ist jedoch tatsächlich nicht korrekt, da zur Berechnung der Saugrohrdruckänderung (5.36) die Energiebilanzgleichung zugrundegelegt wurde. Der Zusammenhang wird deutlich, wenn man die Terme der Energiebilanzgleichung ausmultipliziert (5.37).

$$\dot{p}_S = \frac{\kappa - 1}{V_S} \left\{ \dot{m}_{LDK} \cdot c_p \cdot T_a - \dot{m}_{LZyl} \cdot c_p \cdot T_{LS} + k \cdot A_S (T_{SW} - T_{LS}) \right\} \quad (5.36)$$

mit
$$\dot{m}_{LDK} = A_{geo}(\alpha_{DK}) \cdot c_D(\alpha_{DK}) \cdot p_a \cdot \sqrt{\frac{2}{R_i \cdot T_a}} \cdot \psi(p_s, p_a, \gamma)$$

und
$$\dot{m}_{LZyl} = \frac{p_s}{R_L \cdot T_{LS}} \cdot \frac{N}{60} \cdot \frac{V_{Hub}}{2} \cdot n_{Zyl} \cdot \eta_{Vol}$$

$$\dot{p}_S = \frac{\kappa - 1}{V_S} \left\{ A_{geo}(\alpha_{DK}) \cdot c_D(\alpha_{DK}) \cdot p_a \cdot \sqrt{\frac{2}{R_i \cdot T_a}} \cdot \psi(p_s, p_a, \gamma) \cdot c_p \cdot T_a - \frac{p_s}{R_L} \cdot \frac{N}{60} \cdot \frac{V_{Hub}}{2} \cdot n_{Zyl} \cdot \eta_{Vol} \cdot c_p + k \cdot A_S (T_{SW} - T_{LS}) \right\} \quad (5.37)$$

Aus (5.37) folgt, daß die Saugrohrtemperatur nur im Term des Wärmeübergangs der Saugrohrwand auf die Saugrohrtemperatur (Saugrohlufttemperatur) Einfluß auf die Saugrohrdruckänderung ausüben kann. Eine Verminderung der Saugrohrtemperatur führt zu einer Erhöhung des Energiestromes an der Saugrohrwand und somit zu einer positiven Änderung des Saugrohrdrucks.

Noch klarer wird dieser Zusammenhang, wenn man das entsprechende Element (5.38) der linearisierten Systemmatrix ausmultipliziert (5.39).

$$F_{pT} = \frac{\partial \dot{p}_S}{\partial T_S} = \frac{1-\kappa}{V_S} \left(\frac{\partial \dot{m}_{LZyl}}{\partial T_S} \cdot c_p \cdot T_S + \dot{m}_{LZyl} \cdot c_p + k \cdot A_S \right) \quad (5.38)$$

$$\text{mit } \frac{\partial \dot{m}_{LZyl}}{\partial T_S} = -\frac{p_S}{R_L \cdot T_{LS}^2} \cdot \frac{N}{60} \cdot \frac{V_{Hub}}{2} \cdot n_{Zyl} \cdot (a_1(p_a - p_S) + a_0)(b_1 \cdot N + b_0)$$

$$F_p = \frac{1-\kappa}{V_S} k \cdot A_S \quad (5.39)$$

Mit diesen Fehlerbeispielen wurden die Nachteile des Verfahrens bezüglich seiner Parameterempfindlichkeit herausgestellt. Klassische Maßnahmen zur Verbesserung des Verhaltens sind:

- Vergrößerung des Meß- und Steuervektors durch den Einsatz zusätzlicher Sensoren (Temperatur, Luftmassenstrom)
- Erhöhung der Modellierungstiefe
- Anwendung adaptiver Filtertechniken

Der Einsatz eines zusätzlichen Temperatursensors für die Saugrohrtemperatur würde die Robustheit des beschriebenen Verfahrens stark verbessern, da durch die zusätzliche Temperaturinformation die stationären Abweichungen der Temperaturschätzwerte erheblich verringert werden könnten. Im Folgenden soll jedoch erst der Weg adaptiver Filtertechniken besprochen werden, um trotz eines Mindestaufwands an Sensoren die wichtigsten Parameterschwankungen und Fehler mitberücksichtigen zu können.

5.2 Adaptive Luftmassenschätzung im Zeitbereich

Zur Verbesserung des ersten Ansatzes bezüglich Robustheit wird im folgenden Abschnitt ein adaptives Kalman-Filter zur Bestimmung der Luftmasse im Zeitbereich beschrieben. Durch die zusätzliche Schätzung des Befüllparameters können die Auswirkungen der Parameterschwankungen und Fehler von Drosselklappe und Saugrohr (s. Tab. 5.1) berücksichtigt werden. Der Algorithmus arbeitet ebenfalls im Zeitbereich und benötigt vorverarbeitete (gefilterte) Saugrohrdruckmeßwerte.

5.2.1 Modellgleichungen des adaptiven Filters

Für das adaptive Filter wird ein um den zu schätzenden Parameter vergrößerter Zustandsvektor eingeführt. Der Zustandsvektor setzt sich dann aus Saugrohrdruck, Saugrohrtemperatur und dem Befüllparameter ξ_S zusammen:

$$\underline{x} = \begin{bmatrix} p_s \\ T_{LS} \\ \xi_S \end{bmatrix} \quad (5.40)$$

Die Eingangsgrößen bilden nach wie vor der Drosselklappenwinkel als zentrale Stellgröße, die Motordrehzahl, Außendruck und Außentemperatur, sowie die Kühlwassertemperatur:

$$\underline{u} = [\alpha_{DK} \quad N \quad p_a \quad T_a \quad T_{SW}]^T \quad (5.41)$$

Mit der zusätzlichen Differentialgleichung für den Befüllparameter lautet dann das Systemmodell:

$$\begin{bmatrix} \dot{p}_s \\ \dot{T}_{LS} \\ \dot{\xi}_S \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \frac{\kappa-1}{V_S} \{ \tilde{m}_{LDK} \cdot c_p \cdot T_a - \dot{m}_{LZyl} \cdot c_p \cdot T_{LS} + k \cdot A_S (T_{SW} - T_{LS}) \} \\ \frac{T_{LS}}{p_s} \left\{ \left[\frac{\kappa-1}{V_S} \{ \tilde{m}_{LDK} \cdot c_p \cdot T_a - \dot{m}_{LZyl} \cdot c_p \cdot T_{LS} + k \cdot A_S (T_{SW} - T_{LS}) \} \right] - \frac{T_{LS} \cdot R}{V_S} (\tilde{m}_{LDK} - \dot{m}_{LZyl}) \right\} \\ - \alpha_\xi \cdot \xi_S \end{bmatrix} + G \begin{bmatrix} w_p \\ w_T \\ w_\xi \end{bmatrix} \quad (5.42)$$

mit
$$\tilde{m}_{LDK} = A_{geo}(\alpha_{DK}) \cdot c_D(\alpha_{DK}) \cdot (1 + \xi_S) \cdot p_a \cdot \sqrt{\frac{2}{R_i \cdot T_a}} \cdot \psi(p_s, p_a, \gamma)$$

$$\psi(p_s, p_a, \gamma) = \begin{cases} \sqrt{\frac{\gamma}{\gamma-1} \left[\left(\frac{p_s}{p_a} \right)^{\frac{2}{\gamma}} - \left(\frac{p_s}{p_a} \right)^{\frac{\gamma+1}{\gamma}} \right]} & \text{für } 1 \geq \frac{p_s}{p_a} \geq \left(\frac{2}{\gamma+1} \right)^{\frac{\gamma}{\gamma-1}} \\ \left(\frac{2}{\gamma+1} \right)^{\frac{1}{\gamma-1}} \cdot \sqrt{\frac{\gamma}{\gamma+1}} & \text{für } \frac{p_s}{p_a} < \left(\frac{2}{\gamma+1} \right)^{\frac{\gamma}{\gamma-1}} \end{cases} \quad (5.43)$$

und

$$\dot{m}_{LZyl} = \frac{p_s}{R_L \cdot T_{LS}} \cdot \frac{N}{60} \cdot \frac{V_{Hub}}{2} \cdot n_{Zyl} \cdot \eta_{Vol} \quad (5.44a)$$

$$\eta_{vol} = f(\Delta p, N) \quad (5.44b)$$

$$\Delta p = p_a - p_s$$

In der dritten Differentialgleichung stellt $\xi_s(t)$ eine negativ autokorrelierte Größe dar, welche durch den weißen, gaußverteilten Rauschprozeß $w_\xi(t)$ getrieben wird. Die Verkopplung des Befüllparameters mit den anderen Zuständen erfolgt in der Berechnungsgleichung für den Luftmassenstrom an der Drosselklappe (5.43). $\xi_s(t)$ kann somit als relative Abweichung des Dischargekoeffizienten interpretiert werden. $w_\xi(t)$ wird analog zu $w_p(t)$ und $w_T(t)$ gaußverteilt, erwartungswertfrei und unabhängig von allen anderen auftretenden Größen angenommen:

$$E\{w_\xi(t)\} = 0 \quad (5.45)$$

$$E\{w_\xi(t) \cdot w_\xi(t + \tau)\} = q_\xi \cdot \delta(\tau) \quad (5.46)$$

Die stochastische Kontrollmatrix G wird auch für das erweiterte Modell als Einheitsmatrix definiert.

$$G \cdot \underline{w}(t) = \begin{bmatrix} w_p(t) \\ w_T(t) \\ w_\xi(t) \end{bmatrix} \quad (5.47)$$

Das Beobachtungsmodell ist identisch zum ersten Ansatz und wird durch Gleichung (5.9) bis Gleichung (5.11) beschrieben.

5.2.2 Die Filterstruktur des adaptiven Kalman-Filters

Der Schätzparameter $\xi_s(t)$ wurde in den Systemgleichungen als Zustand modelliert (5.42). Die Filterstruktur entspricht damit einem Extended Kalman-Filter 3. Ordnung mit skalarer Beobachtung. Gleichung (5.48) zeigt den Lösungsalgorithmus für das Differentialgleichungssystem mit Euler als Integrationsverfahren für die nichtlinearen Anteile.

$$\begin{bmatrix} p_s^-(k+1) \\ T_{LS}^-(k+1) \\ \xi_s^-(k+1) \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} p_{S_{i+1}} = p_{S_i} + f_p(p_{S_i}, T_{LS_i}) \cdot \frac{T}{K_\Delta} \\ T_{LS_{i+1}} = T_{LS_i} + f_T(T_{LS_i}, p_{S_i}) \cdot \frac{T}{K_\Delta} \\ \xi_{S_{i+1}} = A_{D\xi} \cdot \xi_{S_i} \end{bmatrix}_{i=0}^{i=K_\Delta-1} \quad (5.48)$$

mit:

$$f_p(p_{S_i}, T_{LS_i}) = \frac{\kappa - 1}{V_S} \left\{ \tilde{m}_{LDK} \cdot c_p \cdot T_a - \dot{m}_{LZyl} \cdot c_p \cdot T_{LS_i} + k \cdot A_S (T_{SW} - T_{LS_i}) \right\} \quad (5.49)$$

$$f_T(T_{LS_i}, P_{S_i}) = \frac{T_{LS_i}}{p_{S_i}} \left\{ \left[\frac{\kappa-1}{V_S} \left\{ \tilde{m}_{LDK} \cdot c_p \cdot T_a - \dot{m}_{LZyl} \cdot c_p \cdot T_{LS_i} + k \cdot A_S (T_{SW} - T_{LS_i}) \right\} \right] - \frac{T_{LS_i} \cdot R}{V_S} (\tilde{m}_{LDK} - \dot{m}_{LZyl}) \right\} \quad (5.50)$$

Für den Befüllungsparameter kann die lokale Zustandsübergangsfunktion im Intervall $[T(k+1), T(k)]$ errechnet werden. Da jedoch zur Lösung der beiden anderen nichtlinearen Differentialgleichungen Zwischenergebnisse von \tilde{m}_{LDK} im Intervall der Integrationsrittweite $[T/K_\Delta(i+1), T/K_\Delta i]$ benötigt werden, wird die lokale Zustandsübergangsfunktion für das Integrationsintervall bestimmt.

$$\xi_S\left(\left(i+1\right)\frac{T}{K_\Delta}, i\frac{T}{K_\Delta}\right) = \Phi_\xi\left(\left(i+1\right)\frac{T}{K_\Delta}, i\frac{T}{K_\Delta}\right) \cdot \xi_S\left(i\frac{T}{K_\Delta}\right) = e^{A_{C\xi}\left(\left(i+1\right)\frac{T}{K_\Delta}, i\frac{T}{K_\Delta}\right)} \cdot \xi_S\left(i\frac{T}{K_\Delta}\right) \quad (5.51)$$

für den zeitinvarianten Fall, also für $A_{C\xi} = \text{const.}$ gilt:

$$\Phi_\xi\left(\left(i+1\right)\frac{T}{K_\Delta}, i\frac{T}{K_\Delta}\right) = A_{D\xi} = e^{-\alpha \frac{T}{K_\Delta}} \quad (5.52)$$

Die Startwerte innerhalb einer Abtastung lauten:

$$\begin{bmatrix} p_{S_i}(i=0) \\ T_{S_i}(i=0) \\ \xi_{S_i}(i=0) \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} p_S^+(k) \\ T_S^+(k) \\ \xi_S^+(k) \end{bmatrix} \quad (5.53)$$

Die Linearisierungsmatrix (F-Matrix), eine 3x3-Matrix, ist nicht voll besetzt, da die Differentialgleichung für den Befüllparameter nicht von den übrigen Zuständen abhängt. Die partiellen Ableitungen werden durch (5.54) bis (5.65) beschrieben.

$$F(t, \hat{x}(t/t_i)) = \begin{bmatrix} F_{pp} & F_{pT} & F_{p\xi} \\ F_{Tp} & F_{TT} & F_{T\xi} \\ F_{\xi p} & F_{\xi T} & F_{\xi\xi} \end{bmatrix} \quad (5.54)$$

$$F_{pp} = \frac{\partial \dot{p}_S}{\partial p_S} = \frac{\kappa-1}{V_S} \left(\frac{\partial \tilde{m}_{LDK}}{\partial p_S} c_p \cdot T_a - \frac{\partial \dot{m}_{LZyl}}{\partial p_S} c_p \cdot T_{LS} \right) \quad (5.55)$$

$$F_{pT} = \frac{\partial \dot{p}_S}{\partial T_S} = \frac{1-\kappa}{V_S} \left(\frac{\partial \dot{m}_{LZyl}}{\partial T_S} c_p \cdot T_S + \dot{m}_{LZyl} \cdot c_p + k \cdot A_S \right) \quad (5.56)$$

$$F_{p\xi} = \frac{\partial \dot{p}_S}{\partial \xi_S} = \frac{1-\kappa}{V_S} \left(\frac{\partial \tilde{m}_{LDK}}{\partial \xi_S} c_p \cdot T_a \right) \quad (5.57)$$

$$\begin{aligned}
 F_{Tp} = \frac{\partial \dot{T}_{LS}}{\partial p_S} &= \frac{T_{LS}}{p_S^2} \left\{ \frac{1-\kappa}{V_S} \left[\tilde{m}_{LDK} \cdot c_p \cdot T_a - \dot{m}_{LZyl} \cdot c_p \cdot T_{LS} + k \cdot A_S (T_{SW} - T_{LS}) \right] \right\} - \frac{T_{LS}^2 \cdot R}{p_S \cdot V_S} \left(\frac{\partial \tilde{m}_{LDK}}{\partial p_S} - \frac{\partial \dot{m}_{LZyl}}{\partial p_S} \right) + \\
 &+ \frac{T_{LS}}{p_S} \cdot \frac{(\kappa-1)}{V_S} \left(\frac{\partial \tilde{m}_{LDK}}{\partial p_S} \cdot c_p \cdot T_a - \frac{\partial \dot{m}_{LZyl}}{\partial p_S} \cdot c_p \cdot T_{LS} \right) + \frac{T_{LS}^2 \cdot R}{p_S^2 \cdot V_S} (\tilde{m}_{LDK} - \dot{m}_{LZyl}) \quad (5.58)
 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
 F_{TT} = \frac{\partial \dot{T}_{LS}}{\partial T_S} &= \frac{\kappa-1}{p_S V_S} \left[\tilde{m}_{LDK} \cdot c_p \cdot T_a - \dot{m}_{LZyl} \cdot c_p \cdot T_{LS} + k \cdot A_S (T_{SW} - T_{LS}) \right] - \frac{2 \cdot T_{LS} \cdot R}{V_S} (\tilde{m}_{LDK} - \dot{m}_{LZyl}) + \\
 &+ \frac{T_{LS}(1-\kappa)}{p_S V_S} \left(\frac{\partial \dot{m}_{LZyl}}{\partial T_S} \cdot c_p \cdot T_{LS} + \dot{m}_{LZyl} \cdot c_p + k \cdot A_S \right) + \frac{T_{LS}^2 \cdot R}{V_S} \cdot \frac{\partial \dot{m}_{LZyl}}{\partial T_S} \quad (5.59)
 \end{aligned}$$

$$F_{T\xi} = \frac{\partial \dot{T}_{LS}}{\partial \xi_S} = \frac{\partial \dot{p}_{Sl}}{\partial \xi_S} \cdot \frac{T_{LS}}{p_S} - \frac{T_{LS}}{p_S} \cdot \frac{R}{V_S} \cdot \frac{\partial \tilde{m}_{LDK}}{\partial \xi_S} \quad (5.60)$$

$$F_{\xi p} = \frac{\partial \dot{\xi}_S}{\partial p_S} = 0 \quad (5.61)$$

$$F_{\xi T} = \frac{\partial \dot{\xi}_S}{\partial T_S} = 0 \quad (5.62)$$

$$F_{\xi \xi} = \frac{\partial \dot{\xi}_S}{\partial \xi_S} = -\alpha \quad (5.63)$$

Die partiellen Ableitungen des adaptierten Luftmassenstromes an der Drosselklappe lauten:

$$\frac{\partial \tilde{m}_{LDK}}{\partial \xi_S} = \begin{cases} A_{geo}(\alpha_{DK}) \cdot c_D(\alpha_{DK}) \cdot p_a \cdot \sqrt{\frac{2}{R_i \cdot T_a}} \cdot \sqrt{\frac{\gamma}{\gamma-1} \left[\left(\frac{p_s}{p_a} \right)^{\frac{2}{\gamma}} - \left(\frac{p_s}{p_a} \right)^{\frac{\gamma+1}{\gamma}} \right]} & \text{für } 1 \geq \frac{p_s}{p_a} \geq \left(\frac{2}{\gamma+1} \right)^{\frac{\gamma}{\gamma-1}} \\ A_{geo}(\alpha_{DK}) \cdot c_D(\alpha_{DK}) \cdot p_a \cdot \sqrt{\frac{2}{R_i \cdot T_a}} \cdot \left(\frac{2}{\gamma+1} \right)^{\frac{1}{\gamma-1}} \cdot \sqrt{\frac{\gamma}{\gamma+1}} & \text{für } \frac{p_s}{p_a} < \left(\frac{2}{\gamma+1} \right)^{\frac{\gamma}{\gamma-1}} \end{cases} \quad (5.64)$$

$$\frac{\partial \tilde{m}_{L,DK}}{\partial p_s} = \begin{cases} A_{geo}(\alpha_{DK}) \cdot c_D(\alpha_{DK}) \cdot (1 + \xi_s) \cdot p_a \cdot \\ \sqrt{\frac{1}{R \cdot T_a}} \frac{2 \left(\frac{p_s}{p_a} \right)^{\frac{2}{\gamma}-1} - \left(\frac{p_s}{p_a} \right)^{\frac{1}{\gamma}}}{\sqrt{2 \cdot \gamma(\gamma-1) \left[\left(\frac{p_s}{p_a} \right)^{\frac{2}{\gamma}} - \left(\frac{p_s}{p_a} \right)^{\frac{\gamma+1}{\gamma}} \right]}} & \text{für } \frac{p_s}{p_a} \geq \left(\frac{2}{\gamma+1} \right)^{\frac{\gamma}{\gamma-1}} \\ 0 & \text{für } \frac{p_s}{p_a} < \left(\frac{2}{\gamma+1} \right)^{\frac{\gamma}{\gamma-1}} \end{cases} \quad (5.65)$$

Die übrigen Linearisierungen (Luftmassenstrom in die Zylinder) entsprechen dem ersten Ansatz mit den Gleichungen (5.22) und (5.23). Die erweiterte Diffusionsmatrix Q enthält zusätzlich den stochastischen Steuerparameter $\sigma_\xi^2(t)$:

$$Q(t) = \begin{bmatrix} \sigma_p^2(t) & 0 & 0 \\ 0 & \sigma_T^2(t) & 0 \\ 0 & 0 & \sigma_\xi^2(t) \end{bmatrix} \quad (5.66)$$

Die Berechnung der prädizierten Zustände, sowie der Prädiktionsfehlerkovarianzmatrix erfolgt analog zum ersten Ansatz im gleichen Berechnungsschritt des time updates.

$$\begin{bmatrix} p_s^-(k+1) \\ T_{LS}^-(k+1) \\ \xi_s^-(k+1) \\ P^-(k+1) \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} p_{S_{i+1}} = p_{S_i} + f_p(p_{S_i}, T_{LS_i}) \cdot \frac{T}{K_\Delta} \\ T_{LS_{i+1}} = T_{S_i} + f_T(T_{LS_i}, p_{S_i}) \cdot \frac{T}{K_\Delta} \\ \xi_{S_{i+1}} = A_{D\xi} \cdot \xi_{S_i} \\ \left[P_{mn_{i+1}} = P_{mn_i} + f(P_{mn_i}, F_{mn_i}) \cdot \frac{T}{K_\Delta} \right]_{n=1}^{m=2} \end{bmatrix}_{i=0}^{i=K_\Delta-1} \quad (5.67)$$

Alle übrigen Schritte des adaptiven Schätzalgorithmus entsprechen dem schon beschriebenen, nicht adaptiven Verfahren.

5.2.3 Parametrierung und Simulation

Zusätzlich zu den im Abschnitt 5.1.3 festgelegten Filterparametern müssen für den adaptiven Ansatz der Korrelationsparameter α_ξ , und die Varianz der Prozeßrauschkomponente für den zu schätzenden Parameter σ_ξ^2 bestimmt werden.

Üblicherweise kann dies mit den Methoden der Zeitreihenanalyse erfolgen, sofern Musterfunktionen für den zu schätzenden Parameter existieren, bzw. die stochastischen Parameter dieser Funktionen bekannt sind. In Kapitel 6 wird diese Vorgehensweise an vergleichbaren Anwendungsfällen mit bekannten Zeitreihen behandelt.

Der Verlauf des Befüllparameters ξ_s zeigt, je nach Umgebungsbedingungen (Parameterabweichungen nach Tab. 5.1), sehr unterschiedliche Eigenschaften. Eine Verschiebung des Drosselklappenpotentiometers oder des Spannungsoffsets auf dem Drosselklappen-signal verursachen z.B. als Einzelabweichung einen über alle Betriebspunkte nahezu konstanten Erwartungswert für den Befüllparameter, während Falschlufte im Saugrohr oder in der Drosselklappe zu einem vom Drosselklappenwinkel abhängigen Erwartungswert führt.

Aus diesem Grund wurde ein pragmatischer Ansatz gewählt:

- Die Dynamik des Parameters soll erfahrungsgemäß möglichst klein sein (Stabilität)
- Die Parameterschätzung soll auch im Instationärbetrieb dem Lastsignal folgen können

Der Wert der Korrelationszeitkonstante $\tau_\xi = 1/\alpha_\xi$ sollte also zwischen 50 ms und 0.5s entsprechend der Lastsignaldynamik betragen. Die Varianz des Prozeßrauschens σ_ξ^2 ist in diesem Zusammenhang analog zu σ_p^2 und σ_T^2 ein Tuningparameter, der allerdings vorsichtig eingestellt werden muß, da er das Filter bei starken instationären Vorgängen für Werte > 0.8 instabil werden läßt.

Ausgangsbasis für die folgenden Simulationsergebnisse ist wiederum das Referenzmodell aus Kap. 5.1.3 mit einem plötzlich auftretenden zusätzlichen Öffnungsquerschnitt von 2.5%, bezogen auf die Maximalöffnung der Drosselklappe (Abb. 5.1). Die Luftmassenströme des adaptiven Filters im Vergleich zu den Referenzmassenströmen sind in Abb. 5.10 dargestellt. Nach Auftreten der Störung vergehen etwa 60ms, bis bei einem stationären Betriebspunkt die Adaptation des Luftmassenstromes abgeschlossen ist.

Diese Anpassung kann ebenfalls nur mit endlicher Dynamik erfolgen. Die größten Abweichungen treten aus diesem Grund in den Phasen größter Drosselklappengeschwindigkeiten auf. Während des positiven und negativen Lastsprungs ist dieser Effekt sehr gut im Vergleich der Luftmassenströme. An dieser Stelle sei noch einmal auf die extreme Betriebssituation (hohe Stellgeschwindigkeiten, starke Störung) der Simulationsdaten hingewiesen.

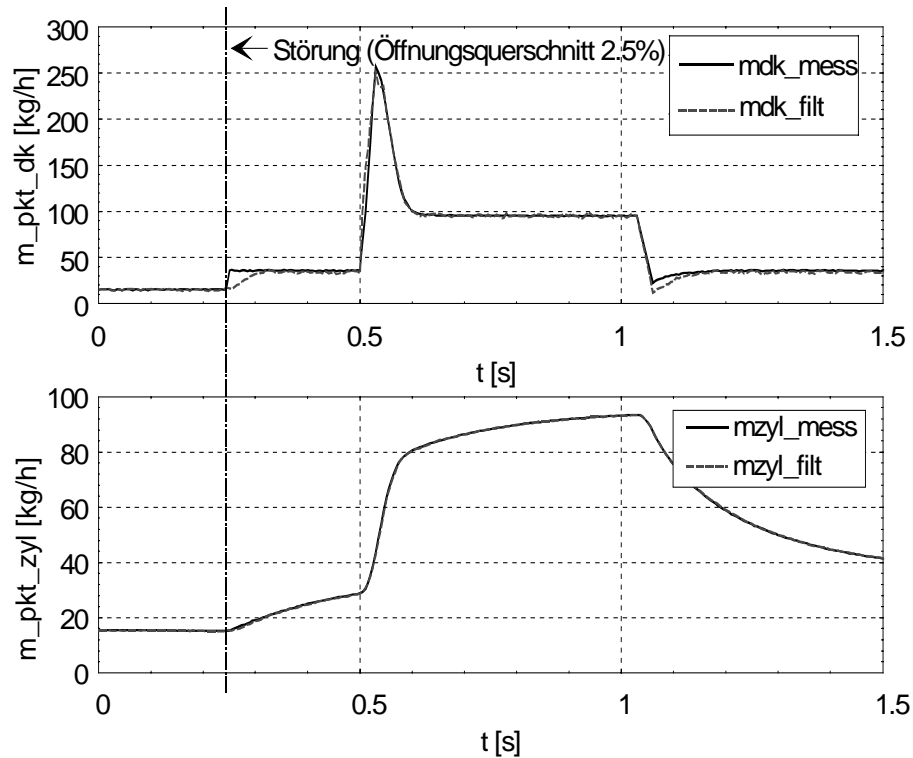


Abbildung 5.10 : Luftmassenströme des adaptiven Kalman-Filters bei einer Störung durch Falschluf im Saugrohr

Der Saugrohrdruck zeigt nur sehr kleine Abweichungen vom Referenzsignal und ist von der stochastischen Meßstörung befreit (Abb. 5.11).

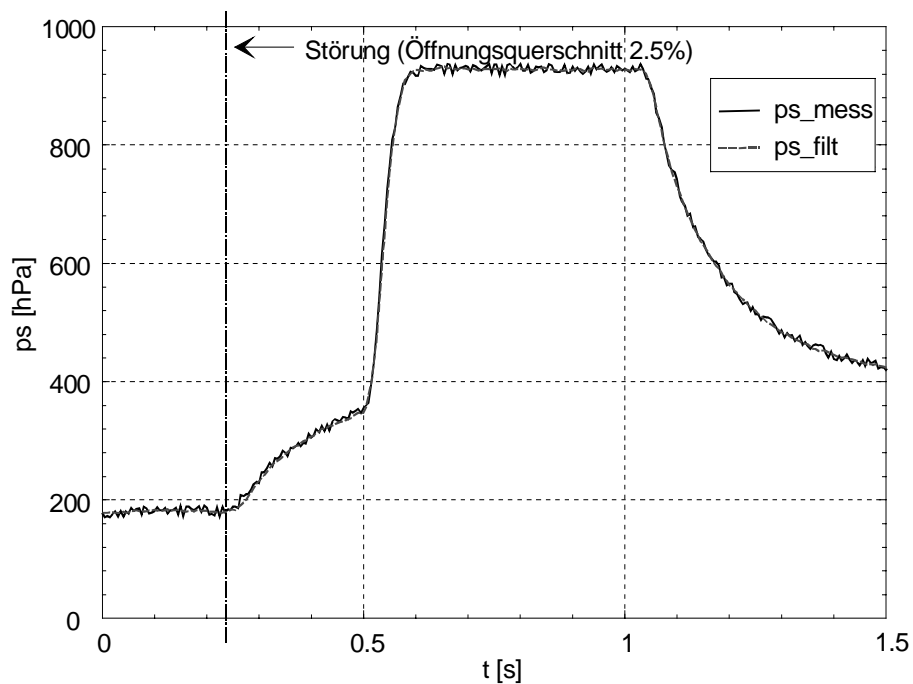


Abbildung 5.11 : Der Saugrohrdruck des adaptiven Kalman-Filters bei einer Störung durch Falschluf im Saugrohr

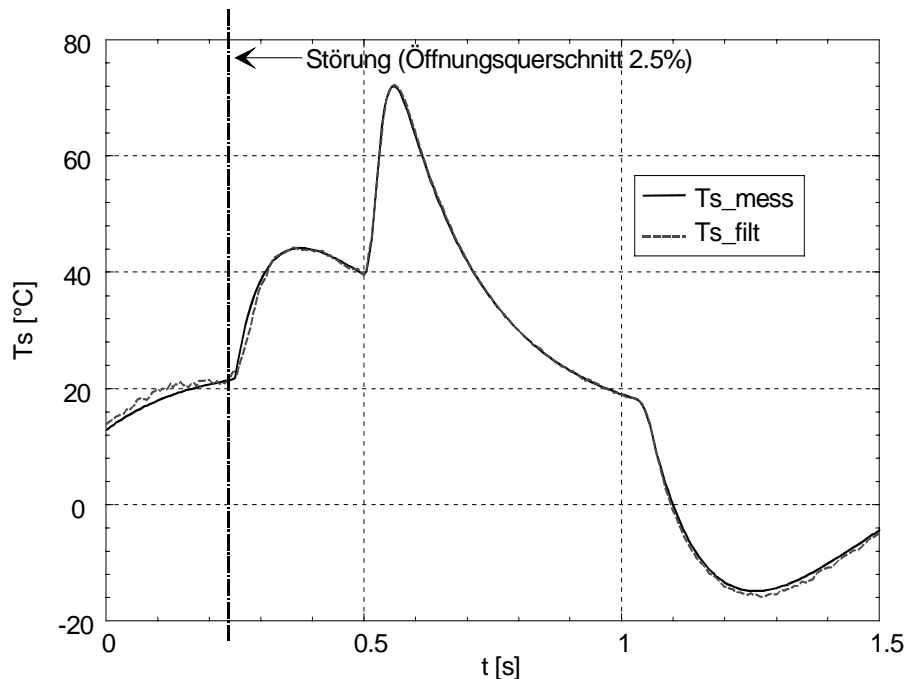


Abbildung 5.12 : Die Saugrohrtemperatur des adaptiven Kalman-Filters bei einer Störung durch Falschluf im Saugrohr

Der Vergleich bezieht sich selbstverständlich wie in Kap. 5.1.3 auf konventionell vorverarbeitete (tiefpaßgefilterte) Druckmeßwerte. Der Fehler durch den damit verbundenen Phasengang bleibt hier unberücksichtigt. Eine Verarbeitung der Rohsignale des Drucksensors im Filteralgorithmus wird in Kap. 5.3 beschrieben.

Die relativen Abweichungen der Saugrohrtemperatur liegen in allen Betriebspunkten unterhalb von 4%. Durch die Erweiterung des Systemmodells erfolgt die Korrektur des Saugrohrdruckschätzwertes nur noch schwach durch eine Temperaturveränderung. Der wesentliche Einfluß auf die Druckkorrektur wird nun durch die Adaption des Befüllparameters ausgeübt. Der Befüllparameter agiert praktisch als "Gummiband" zwischen Saugrohrdruck- und Saugrohrtemperaturkorrektur. Dies führt zu einer Entkopplung der Saugrohrtemperatur.

Die Kalman-Gains, sowie die Schätzfehlerkovarianzelemente sind in den Abb. 5.13 und Abb. 5.14 dargestellt. Alle Gains- und Kovarianzelemente wurden beim Start mit Null initialisiert.

Abb. 5.15 zeigt den Verlauf der Schätzwerte von Zuständen und Parametern. Die Korrelationszeitkonstante wurde auf 300 ms festgelegt. Die Varianz des Prozeßrauschens für den Parameter ist zeitinvariant und beträgt in der Simulation 0.5. Dieser relativ hohe Wert verursacht einen etwas unruhigen Verlauf des Parameters, der sich jedoch durch das Tiefpaßverhalten der Saugrohrdynamik nicht nachteilig auf den Saugrohrdruck und die Saugrohrtemperatur auswirkt.

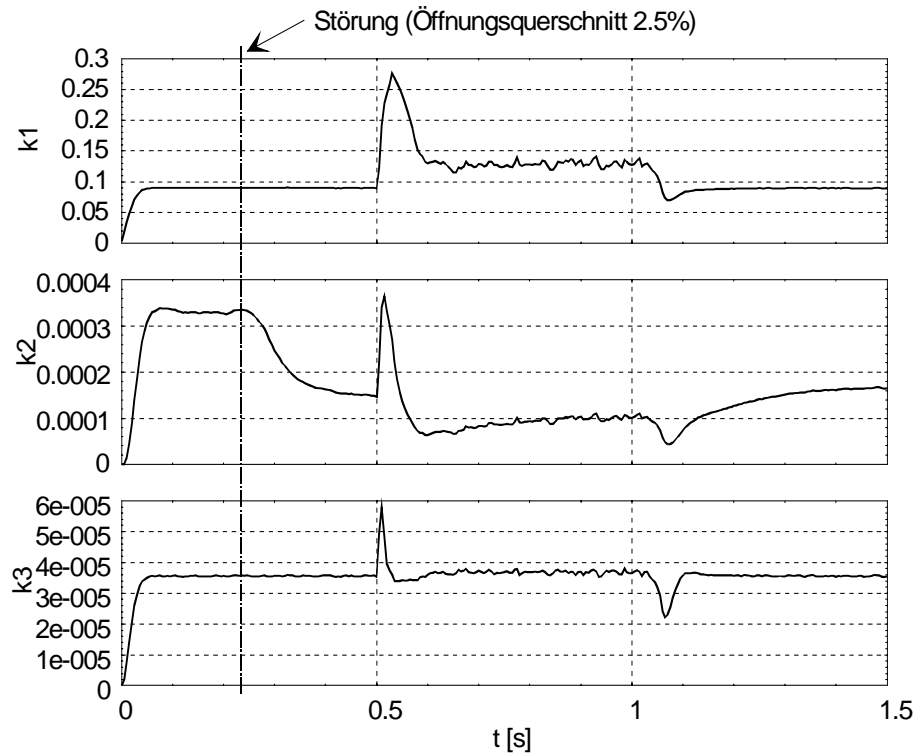


Abbildung 5.13 : Die Kalman-Gains des adaptiven Kalman-Filters bei einer Störung

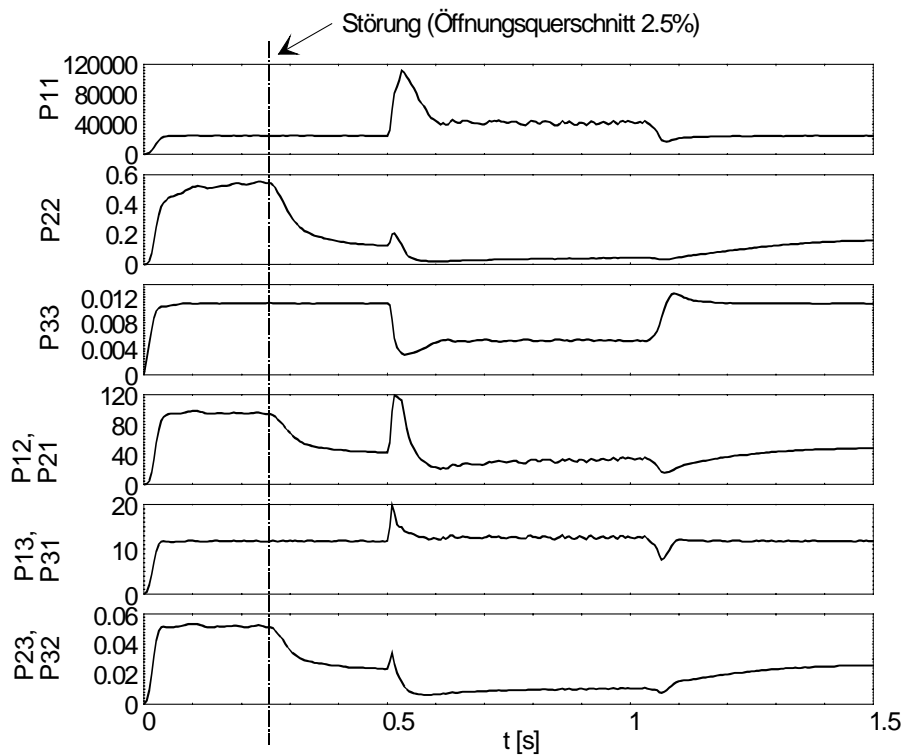


Abbildung 5.14 : Die Schätzfehlerkovarianzelemente des adaptiven Kalman-Filters bei einer Störung durch Falschlufte im Saugrohr

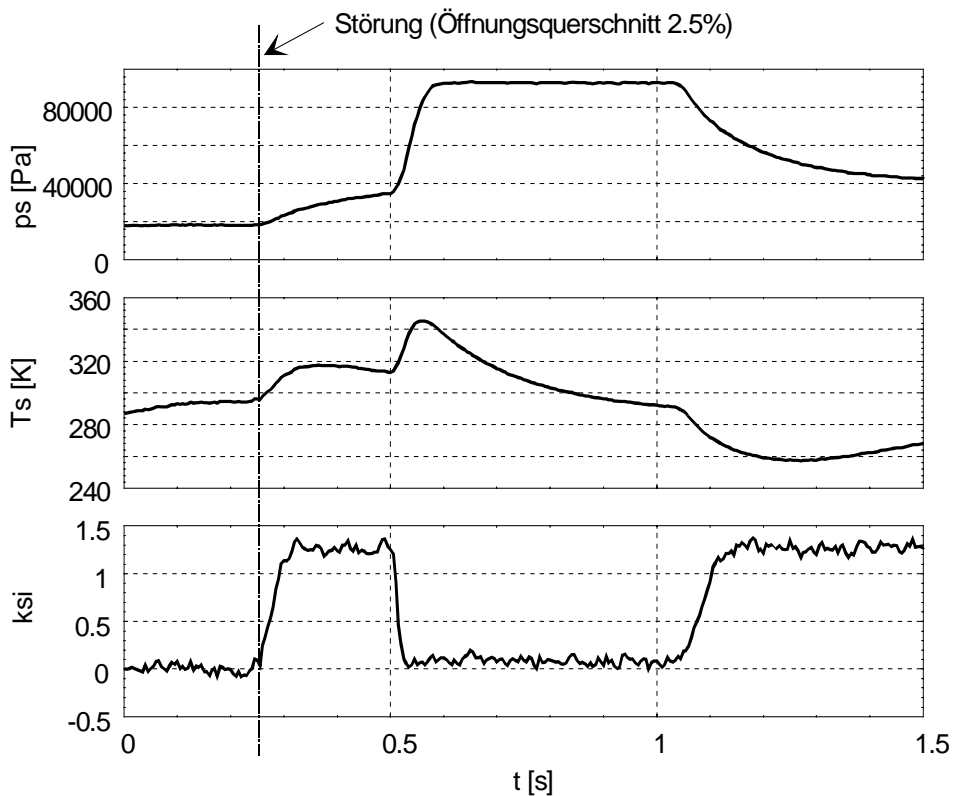


Abbildung 5.15 : Die Zustandsschätzwerte, sowie der Schätzparameter des adaptiven Kalman-Filters bei einer Störung durch Falschlufte im Saugrohr

Nach dem Eintritt der Störung strebt der Parameter gegen die relative Abweichung des Gesamtöffnungsquerschnittes, bezogen auf den aktuellen Öffnungsquerschnitt der Drosselklappe. Die hier simulierte, konstante Störung verursacht eine Betriebspunktabhängigkeit für den zu schätzenden Parameter. Der Parameter muß also jeder Veränderung der Steuergröße angepaßt werden. Die starke Luftmassenströmung nach dem positiven Lastsprung läßt den Parameter nahezu verschwinden, da bei hohen Lasten die relative Abweichung sehr klein wird.

In der Praxis entstehen viele Parameterverschiebungen und auch Fehler jedoch gerade in den Phasen hoher Lasten und zeigen erst im unteren Teillastbereich oder im Leerlauf eine störende Wirkung. Die Ursache liegt in den bei Vollast und hohen Drehzahlen entstehenden hohen Temperaturen, starken Vibrationen und großen Materialbeanspruchungen.

Adaptionsalgorithmen zur Anpassung sich langsam verändernder Parameter gehören auch in modernen Motorsteuergeräten zum Stand der Technik. In vielen Fällen sind diesen Adaptionsfunktionen noch weitere Regelungen unterlagert, so daß aus Gründen der Stabilität die Parameterbestimmung nur mit einer gegenüber den Systemeigenschaften vernachlässigten Dynamik erfolgen kann.

Die Parameterschätzung des beschriebenen Verfahrens ist insofern nicht direkt vergleichbar, da sie in den Algorithmus der Zustandsschätzung integriert ist und mit jedem Lastschätzwert auch einen Parameterschätzwert liefert. Für den kritischen Zustand eines negativen Lastsprunges zeigt der Algorithmus nur geringe Abweichungen bei den Lastschätzgrößen. Abb. 5.16 zeigt die relativen Fehler, bezogen auf die aktuellen Werte des Referenzmodells. Die größten Fehler entstehen während der Parameterschwankung bei niedrigen Lasten. Dann erreicht der Saugrohrdruck maximal eine Abweichung von 15% im größten Fehlerfall.

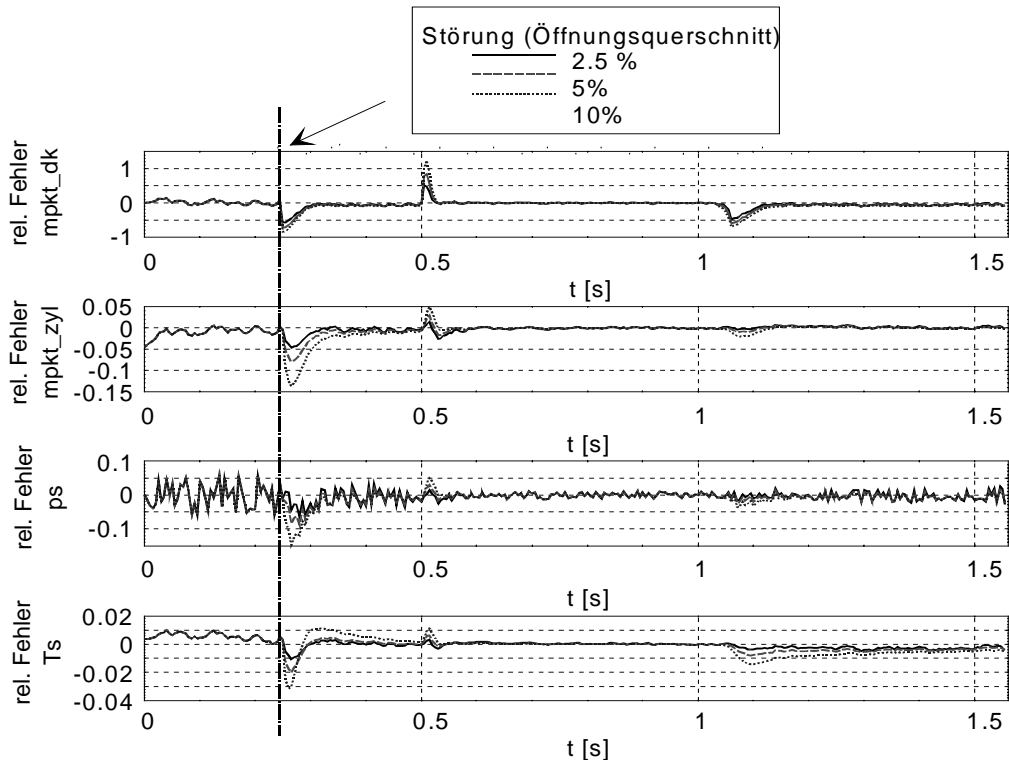


Abbildung 5.16 : Relative Fehler der Ausgangsgrößen des adaptiven Kalman-Filters bei Parameterabweichungen (2.5%, 5%, 10 %)

5.2.4 Bewertung des Verfahrens aus praktischer Sicht

Aus Sicht der Praxis ist basierend auf die in Kap. 5.1 beschriebene Form des Filtermodells die Einführung des Schätzparameters aufgrund der hohen Anforderungen an Robustheit und Fehlertoleranz unverzichtbar. Der adaptive Algorithmus ist auch für zukünftige Anforderungen stationär und instationär ausreichend genau bezüglich der Saugrohrdruck- und Saugrohrtemperaturbestimmung und toleriert eine Klasse starker, saugrohr- und drosselklappenseitiger Parameterschwankungen bzw. Fehler.

Die Modellierung der Abweichung des Öffnungsquerschnittes als zu schätzender Parameter ermöglicht darüber hinaus die Bestimmung des absoluten, effektiven Öffnungsquerschnitts. Dies ist eine wertvolle Information für Antriebsstrangmanagementsysteme mit elektronisch gesteuerter Drosselklappe. Bei diesen Funktionen ist das Fahrpedal mechanisch von der Drosselklappe entkoppelt. Die Fahrpedalinformation wird als Fahrerwunsch interpretiert und mit anderen, für die Längsdynamik des Fahrzeugs wichtigen Informationen (Getriebe, elektronisches Stabilitätsprogramm, Antiblockiersystem, Antischlupfregelung, Tempomat, ...) verarbeitet. Üblicherweise wird dann als Führungsgröße ein Motorsollmoment errechnet, aus dem die Stellgrößen für Drosselklappe und Zündzeitpunkt bestimmt werden müssen. Die Genauigkeit dieser Berechnung und den entsprechenden Regelverfahren ist dabei entscheidend für den Fahrkomfort. Die Drosselklappenparameter sind in Kennfeldern abgelegt und haben eine wesentliche Bedeutung zur Vorsteuerung des gewünschten Sollluftmassenstroms. Im Fall von Parameterschwankungen oder Fehlern im Luftpfad können diese Parameter auf einfache Weise mit Hilfe des Befüllparameters $\xi_s(t)$ nachgeführt werden.

Nachteilig erscheint bei diesem Verfahren, daß motorseitige Parameterschwankungen und Fehler, also Veränderungen des Saugverhaltens, nicht berücksichtigt werden können. Dies stellt ein generelles Problem bei druckgeführten Systemen dar, die im Luftpfad keine Meßinformation über den Luftmassenstrom bereitstellen können.

Als Ausweg bietet sich der Kraftstoffpfad an. Die Werte der eingespritzten Kraftstoffmassen enthalten in Verbindung mit dem gemessenen Luft-/Kraftstoffverhältnis im Abgas ebenfalls alle notwendigen Informationen über den Luftmassenstrom. Allerdings gehen dann alle Fehler des Kraftstoffpfades (Kraftstoffdruckabweichungen, Kraftstofftemperaturschwankungen, Exemplarstreuung, Verschleiß der Einspritzventile, ...) in die Luftmassenbestimmung ein. Außerdem muß die beträchtliche Totzeit zwischen dem im Saugrohr herrschenden und dem aus dem Abgas rückgerechneten Luftmassenstrom berücksichtigt werden.

5.3 Adaptive Luftmassenschätzung im Kurbelwinkelbereich

Die bisher vorgestellten Ansätze zur Lastbestimmung verarbeiten als Meßgröße ausschließlich gefilterte Drucksignale. Diese Vorfilterung ist zur Unterdrückung der Pulsationen erforderlich und wird praktisch bei allen derzeitigen Motorsteuerungen angewendet. Der sich zwangsläufig durch die Tiefpaßfilterung ergebende Phasenverzug muß dann in anderen Funktionen kompensiert werden.

Im folgenden wird ein neuer Weg beschritten, indem die Rohsignale des Drucksensors direkt im Schätzalgorithmus verarbeitet werden. Die Vorverarbeitung entfällt, so daß das gesamte Frequenzspektrum des Drucksignales inklusive der Informationen der Druckpulsationen erhalten bleibt. Die dominanten Anteile der Druckpulsationen werden als deterministisches Störmodell in den Filtergleichungen berücksichtigt. Das Lastsignal kann somit ohne wesentlichen Phasenverzug geschätzt werden. Durch eine kurbelwinkelsynchrone Abtastung kann das Verfahren sehr einfach realisiert werden, da die Pulsationsfrequenz im Störmodell unter dieser Bedingung konstant ist.

5.3.1 Modellbildung im Kurbelwinkelbereich

Der folgende Abschnitt beschreibt die Modellierung eines numerisch unkritischen Sinusgenerators zur Berücksichtigung der Pulsationen in den Systemgleichungen, sowie die Transformation der nichtlinearen Modellgleichungen aus Kap. 4.1 in den Kurbelwinkelbereich.

5.3.1.1 Modellierung der Pulsationen in den Systemgleichungen

Eine einfache und verbreitete Form eines Sinusoszillators ist ein dynamisches System 2. Ordnung an der Stabilitätsgrenze. Gleichung (5.68) beschreibt die Übertragungsfunktion.

$$F(s) = \frac{\omega}{s^2 + \omega^2} \quad (5.68)$$

Ein mit diesem Modell erweitertes Filtermodell nach Kap. 5.2 läßt sich jedoch in der Praxis nicht stabil halten, da die geringsten Fehler bei der numerischen Lösung durch das Integrationsverfahren die Amplituden des Oszillators divergieren lassen. Diskretisiert man jedoch diese lineare Gleichung im Abtastintervall der Integrationsschrittweite, so zeigt das System ein wesentlich günstigeres Verhalten. Ausführliche Beiträge zu diesem Thema finden sich in [Lof] und [Arndt]. Um diese Problematik zu vereinfachen, erfolgt die Modellierung der Pulsationen direkt kurbelwinkeldiskret. Das Abtastintervall $[(k+1)\Delta\varphi, k\Delta\varphi]$ ist somit drehzahlabhängig. In Abb. 5.17 ist der Oszillator als rotierender Zeiger in der komplexen Ebene im Kurbelwinkelbereich dargestellt.

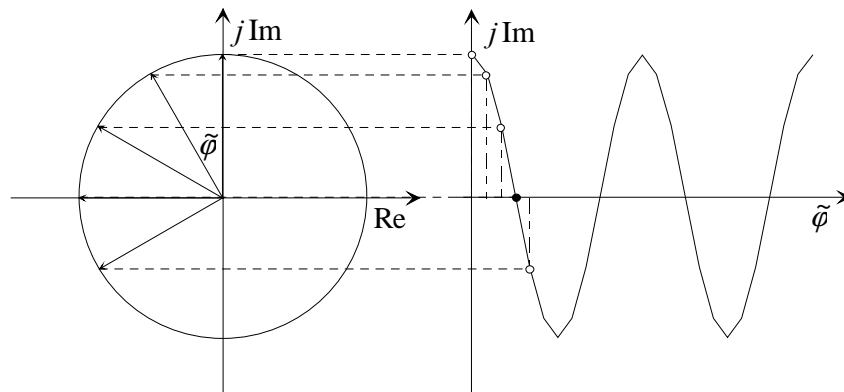


Abbildung 5.17 : Modellierung der Pulsationen als rotierender Zeiger im Kurbelwinkelbereich

Gleichung 5.69 stellt die komplexe Funktion des rotierenden Zeigers dar.

$$s(k) = e^{j \cdot (\tilde{\alpha} \cdot k + \varphi_{p0})} \quad (5.69)$$

mit $\tilde{\alpha} = \omega_p \cdot \Delta\varphi$

$\Delta\varphi$ entspricht dem Abtastwinkel in Grad Kurbelwinkel. ω_p definiert in diesem Zusammenhang die kurbelwinkelabhängige Pulsationskreisfrequenz. Sie kann sehr einfach mit Hilfe der zeitabhängigen Pulsationsfrequenz berechnet werden. Die Periodendauer einer Pulsation in Grad Kurbelwinkel beträgt:

$$\varphi_{puls} = \frac{1}{f_{puls}} \frac{N \cdot 360}{60} = \frac{720}{k_z} \quad (5.70)$$

Die Pulsationskreisfrequenz beträgt schließlich:

$$\omega_p = \frac{2\pi}{\varphi_{puls}} \quad (5.71)$$

Der Zeiger nimmt im nachfolgenden Abtastschritt den folgenden Wert an:

$$s(k+1) = e^{j \cdot (\tilde{\alpha}(k+1) + \varphi_{p0})} = e^{j \cdot (\tilde{\alpha} \cdot k + \varphi_{p0})} \cdot e^{j \cdot \tilde{\alpha}} \quad (5.72)$$

Der Zustandsübergang lautet dann:

$$s(k+1) = e^{j\tilde{\alpha}} \cdot s(k) \quad (5.73)$$

Wie auf der rechten Seite von Abb. 5.17 dargestellt, soll der Cosinus, also der Realteil des Zustandes $s(k)$ abgebildet, bzw. die Pulsationen beschrieben werden.

$$\begin{aligned} \operatorname{Re}\{s(k)\} &= s_1(k) = \cos(\tilde{\alpha} \cdot k + \varphi_{p0}) \\ &= \frac{1}{2} [s(k) + s(k)^*] \end{aligned} \quad (5.74)$$

Der Zustandsübergang für den Realteil lautet dann:

$$\begin{aligned} s_1(k+1) &= \frac{1}{2} [e^{j\tilde{\alpha}} \cdot s(k) + (e^{j\tilde{\alpha}} \cdot s(k))^*] \\ &= \frac{1}{2} \left[\left(\cos(\tilde{\alpha} \cdot k + \varphi_{p0}) + j \sin(\tilde{\alpha} \cdot k + \varphi_{p0}) \right) (\cos(\tilde{\alpha}) + j \sin(\tilde{\alpha})) + \right. \\ &\quad \left. + \left[\left(\cos(\tilde{\alpha} \cdot k + \varphi_{p0}) + j \sin(\tilde{\alpha} \cdot k + \varphi_{p0}) \right) (\cos(\tilde{\alpha}) + j \sin(\tilde{\alpha})) \right]^* \right] \\ &= s_1(k) \cdot \cos(\tilde{\alpha}) - \sin(\tilde{\alpha} \cdot k + \varphi_{p0}) \cdot \sin(\tilde{\alpha}) \end{aligned} \quad (5.75)$$

Der rechte Teil des Ergebnisses von Gleichung (5.75) kann durch den Imaginärteil der komplexen Funktion ersetzt werden. Die Berechnung erfolgt analog zum Realteil.

$$\begin{aligned} \operatorname{Im}\{s(k)\} &= s_2(k) = \sin(\tilde{\alpha} \cdot k + \varphi_{p0}) \\ &= \frac{1}{2} [s(k) - s(k)^*] \end{aligned} \quad (5.76)$$

Der Zustandsübergang für den Imaginärteil lautet:

$$\begin{aligned} s_2(k+1) &= \frac{1}{2} [e^{j\tilde{\alpha}} \cdot s(k) - (e^{j\tilde{\alpha}} \cdot s(k))^*] \\ &= \frac{1}{2} \left[\left(\cos(\tilde{\alpha} \cdot k + \varphi_{p0}) + j \sin(\tilde{\alpha} \cdot k + \varphi_{p0}) \right) (\cos(\tilde{\alpha}) + j \sin(\tilde{\alpha})) - \right. \\ &\quad \left. - \left[\left(\cos(\tilde{\alpha} \cdot k + \varphi_{p0}) + j \sin(\tilde{\alpha} \cdot k + \varphi_{p0}) \right) (\cos(\tilde{\alpha}) + j \sin(\tilde{\alpha})) \right]^* \right] \\ &= s_2(k) \cdot \sin(\tilde{\alpha}) + \cos(\tilde{\alpha} \cdot k + \varphi_{p0}) \cdot \cos(\tilde{\alpha}) \end{aligned} \quad (5.77)$$

Für die Systemdynamik ergibt sich dann die einfache Darstellung:

$$\underline{s}(k+1) = \begin{bmatrix} s_1(k+1) \\ s_2(k+1) \end{bmatrix} = \begin{vmatrix} \cos(\tilde{\alpha}) & -\sin(\tilde{\alpha}) \\ \sin(\tilde{\alpha}) & \cos(\tilde{\alpha}) \end{vmatrix} \cdot \begin{bmatrix} s_1(k) \\ s_2(k) \end{bmatrix} \quad (5.78)$$

Die Startwerte für die beiden Zustände betragen:

$$\underline{s}(0) = \begin{bmatrix} \cos(\varphi_{p0}) \\ \sin(\varphi_{p0}) \end{bmatrix} \quad (5.79)$$

Aufgrund der komplexen Modellierung des Oszillators kann ebenfalls sehr einfach der aktuelle Phasenwinkel, sowie die Amplitude der Pulsationsschwingung berechnet werden.

$$\varphi_p(k) = \arctan \left[\frac{s_2(k)}{s_1(k)} \right] \quad (5.80)$$

$$S_p(k) = \sqrt{s_1^2(k) + s_2^2(k)} \quad (5.81)$$

Diese Informationen können zur Kompensation der in Kap. 4.1.5 beschriebenen Einflüsse der Pulsationen auf den Dischargekoeffizienten genutzt werden.

5.3.1.2 Das Gesamtmodell

Ziel ist es, die stochastisch und deterministisch gestörten Signale des Saugrohrdrucksensors direkt im Filteralgorithmus zu verarbeiten, um einen möglichst glatten Verlauf des Saugrohrdrucks bei geringstem Phasenverzug zu erhalten. Das Modell des Kosinusoszillators aus Abschnitt 5.3.1.1 soll die deterministischen Störungen des Saugrohrdrucks beschreiben. Es ergibt sich somit ein mittlerer Saugrohrdruck mit einer harmonischen additiven Überlagerung. Die Gleichungen des adaptiven Filters im Zeitbereich müssen zunächst in den Kurbelwinkelbereich transformiert werden. Dies erfolgt nach den Regeln der Kurbelwinkeltransformation:

$$\frac{d\varphi}{dt} = 6 \cdot N \left[\frac{\text{Grad}}{s} \right] \quad (5.82)$$

$$dt = \frac{1}{6 \cdot N} d\varphi \quad (5.83)$$

Die Motordrehzahl wird zur Vereinfachung zwischen zwei Abtastzeitpunkten konstant angenommen. Der Zustandsvektor wird um die beiden Zustände des Pulsationsmodells s_1 und s_2 erweitert. Es ergibt sich somit ein System fünfter Ordnung mit den Zuständen mittlerer Saugrohrdruck, Saugrohrtemperatur, Befüllparameter, sowie dem Realteil und dem Imaginärteil der komplexen Schwingungsgleichung .

$$\underline{x} = \begin{bmatrix} p_s \\ T_{LS} \\ \xi \\ s_1 \\ s_2 \end{bmatrix} \quad (5.84)$$

Zur gleichzeitigen kurbelwinkelkontinuierlichen Darstellung von System und Störmodell muß das diskrete Pulsationsmodell in den kontinuierlichen Bereich rücktransformiert werden. Die Logarithmusoperation in (5.85) entspricht dabei dem Logarithmus einer Matrix und nicht etwa dem Logarithmus der Einzelemente und kann z.B. mit Hilfe einer Reihenentwicklung durchgeführt werden.

$$\begin{bmatrix} s'_1(\varphi) \\ s'_2(\varphi) \end{bmatrix} = \frac{1}{\Delta\varphi} \ln \begin{vmatrix} \cos(\tilde{\alpha}) & -\sin(\tilde{\alpha}) \\ \sin(\tilde{\alpha}) & \cos(\tilde{\alpha}) \end{vmatrix} \cdot \begin{bmatrix} s'_1(\varphi) \\ s'_2(\varphi) \end{bmatrix} \quad (5.85)$$

Diese Rücktransformation macht aus Sicht der Praxis keinen Sinn, da die Vorteile der numerisch günstigen Form wieder aufgegeben werden. Sie stellt jedoch eine Möglichkeit dar, das Gesamtsystem einheitlich zu beschreiben. Für die Systemgleichungen des zu implementierenden Filtermodells kann die zeitdiskrete Form des Störmodells beibehalten werden, da die beiden Modellteile nicht in ihren Systemgleichungen verkoppelt sind.

Das kurbelwinkelkontinuierliche gesamte Gleichungssystem wird durch (5.86) beschrieben. Das Pulsationsmodell wurde bereits im Kurbelwinkelbereich entworfen, so daß die Transformationsvorschrift (5.83) auf die entsprechenden Gleichungen nicht angewendet werden darf.

$$\begin{bmatrix} p'_S \\ T'_{LS} \\ \xi'_S \\ s'_1 \\ s'_2 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \frac{\kappa-1}{6N \cdot V_S} \{ \tilde{m}_{LDK} \cdot c_p \cdot T_a - \dot{m}_{LZyl} \cdot c_p \cdot T_{LS} + k \cdot A_S (T_{SW} - T_{LS}) \} \\ \frac{T_{LS}}{6N \cdot p_S} \left\{ \left[\frac{\kappa-1}{V_S} \{ \tilde{m}_{LDK} \cdot c_p \cdot T_a - \dot{m}_{LZyl} \cdot c_p \cdot T_{LS} + k \cdot A_S (T_{SW} - T_{LS}) \} \right] - \frac{T_{LS} \cdot R}{V_S} (\tilde{m}_{LDK} - \dot{m}_{LZyl}) \right\} \\ - \frac{\alpha_\xi}{6N} \cdot \xi_S \\ \frac{1}{\Delta\varphi} \ln \begin{vmatrix} \cos(\tilde{\alpha}) & -\sin(\tilde{\alpha}) \\ \sin(\tilde{\alpha}) & \cos(\tilde{\alpha}) \end{vmatrix} \cdot \begin{bmatrix} s'_1(\varphi) \\ s'_2(\varphi) \end{bmatrix} \end{bmatrix} + G \begin{bmatrix} w_p^* \\ w_T^* \\ w_\xi^* \\ w_{s1}^* \\ w_{s2}^* \end{bmatrix} \quad (5.86)$$

$$\text{und} \quad \tilde{m}_{LDK} = A_{geo}(\alpha_{DK}) \cdot c_D(\alpha_{DK}) \cdot (1 + \xi_S) \cdot p_a \cdot \sqrt{\frac{2}{R_i \cdot T_a}} \cdot \psi(p_s, p_a, \gamma) \quad (5.87)$$

Der Vektor $w^*(\varphi)$ enthält die fünf kurbelwinkelkontinuierlichen Komponenten des Prozeßrauschens. $w_{s1}^*(\varphi)$ und $w_{s2}^*(\varphi)$ entsprechen den Anteilen für den Realteil und den Imaginärteil der komplexen Funktion. Die Rauschprozesse werden wie alle übrigen weiß, gaußverteilt und von allen anderen Zuständen unabhängig angenommen (Gl. (5.88) bis Gl. (5.91)). Die Ansteuerung erfolgt symmetrisch, also mit den gleichen Varianzen für $w_{s1}^*(\varphi)$ und $w_{s2}^*(\varphi)$ (5.92).

$$E\{w_{s1}^*(\varphi)\} = 0 \quad (5.88)$$

$$E\{w_{s2}^*(\varphi)\} = 0 \quad (5.89)$$

$$E\{w_{s1}^*(\varphi) \cdot w_{s1}^*(\varphi + \varphi_1)\} = q_{s1}^* \cdot \delta(\varphi_1) \quad (5.90)$$

$$E\{w_{s2}^*(\varphi) \cdot w_{s2}^*(\varphi + \varphi_1)\} = q_{s2}^* \cdot \delta(\varphi_1) \quad (5.91)$$

$$q_{s1}^* = q_{s2}^* = q_s^* \quad (5.92)$$

Die stochastische Kontrollmatrix G wird auch für das erweiterte Modell als Einheitsmatrix definiert.

$$G \cdot \underline{w}^*(t) = \begin{bmatrix} w_p^* \\ w_T^* \\ w_\xi^* \\ w_{s1}^* \\ w_{s2}^* \end{bmatrix} \quad (5.93)$$

Die Eingangsgrößen bleiben unverändert und entsprechen der Modellierung im Zeitbereich (4.41).

In der Beobachtung wird das Thermodynamikmodell des Saugrohres mit dem Pulsationsmodell verkoppelt. Die Pulsationsamplitude ist vom Betriebspunkt des Motors abhängig und kann nicht konstant angenommen werden. Die Ausgangsgröße des Beobachtungsmodells $\hat{P}_{Sm}(t)$ setzt sich entsprechend aus dem mittleren Saugrohrdruck und einer, in der Amplitude vom mittleren Saugrohrdruck abhängigen harmonischen Überlagerung zusammen:

$$z(\varphi) = \hat{p}_m(\varphi) = p(\varphi) + a_p \cdot p(\varphi) \cdot s_1(\varphi) + v_p(\varphi) \quad (5.94)$$

Die Beobachtungsgleichung wird durch die Multiplikation der beiden Zustände $p_s(t)$ und $s_1(t)$ nichtlinear. Das Meßrauschen v_p beschreibt den reinen stochastischen Anteil der Störungen der Saugrohrdruckmeßwerte und wird analog zur Modellierung im Zeitbereich erwartungswertfrei und von allen anderen Größen unabhängig angenommen. Die Varianz des Meßrauschens der Rohsignale steigt mit dem mittleren Saugrohrdruck an, so daß $R(t)$ nicht mehr zeitunabhängig dargestellt werden kann.

$$E\{v_p(\varphi_i)\} = 0 \quad (5.95a)$$

$$E\{v_p(\varphi_i) \cdot v_p(\varphi_j)\} = R(\varphi_i) \cdot \delta(i, j) \quad (5.95b)$$

5.3.2 Die Filterstruktur

Die Umsetzung des Gesamtmodells in ein kontinuierlich/diskretes Extended Kalman-Filter nach Kap. 3.1.3 führt zu einem nichtlinearen Filter 5. Ordnung mit skalarer, nichtlinearer Beobachtung. Das Systemmodell setzt sich aus zwei kontinuierlichen, nichtlinearen Differentialgleichungen für den Saugrohrdruck und die Saugrohrtemperatur, sowie drei diskreten linearen Differenzgleichungen für den Befüllparameter und den Real- bzw. Imaginärteil der Oszillatorfunktion zusammen. Der Lösungsalgorithmus mit dem Eulerverfahren für die Integration der nichtlinearen Anteile lautet:

$$\begin{bmatrix} p_S^-(k+1) \\ T_{LS}^-(k+1) \\ \xi_S^-(k+1) \\ s_1^-(k+1) \\ s_2^-(k+1) \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} p_{S_{i+1}} = p_{S_i} + f_P(p_{S_i}, T_{LS_i}) \cdot \frac{\Delta\varphi}{K_\Delta} \\ T_{LS_{i+1}} = T_{S_i} + f_T(T_{LS_i}, p_{S_i}) \cdot \frac{\Delta\varphi}{K_\Delta} \\ \xi_{S_{i+1}} = A_{D\xi}^* \cdot \xi_{S_i} \\ \begin{bmatrix} s_{1_{i+1}} \\ s_{2_{i+1}} \end{bmatrix} = \begin{vmatrix} \cos(\tilde{\alpha}_e) & -\sin(\tilde{\alpha}_e) \\ \sin(\tilde{\alpha}_e) & \cos(\tilde{\alpha}_e) \end{vmatrix} \cdot \begin{bmatrix} s_{1_i} \\ s_{2_i} \end{bmatrix} \end{bmatrix}_{i=0}^{i=K_\Delta-1} \quad (5.96)$$

mit:

$$f_T(T_{LS_i}, p_{S_i}) = \frac{T_{LS_i}}{6N \cdot p_{S_i}} \left\{ \begin{aligned} & \left[\frac{\kappa-1}{V_S} \left\{ \tilde{m}_{LDK} \cdot c_p \cdot T_a - \dot{m}_{LZyl} \cdot c_p \cdot T_{LS_i} + k \cdot A_S (T_{SW} - T_{LS_i}) \right\} \right] - \\ & \left[-\frac{T_{LS_i} R}{V_S} (\tilde{m}_{LDK} - \dot{m}_{LZyl}) \right] \end{aligned} \right\} \quad (5.97)$$

$$f_P(p_{S_i}, T_{LS_i}) = \frac{\kappa-1}{6N \cdot V_S} \left\{ \tilde{m}_{LDK} \cdot c_p \cdot T_a - \dot{m}_{LZyl} \cdot c_p \cdot T_{LS_i} + k \cdot A_S (T_{SW} - T_{LS_i}) \right\} \quad (5.98)$$

Der Befüllungsparameter muß nun ,ausgehend von der kurbewinkelsynchronen, kontinuierlichen Darstellung, in den kurbelwinkeldiskreten Bereich transformiert werden. Aufgrund der Verkopplung zwischen dem Befüllparameter und den beiden nichtlinearen Differentialgleichungen muß die lokale Zustandsübergangsfunktion analog der Aufgabenstellung im Zeitbereich für das Integrationsintervall $[\Delta\varphi / K_\Delta(i+1), \Delta\varphi / K_\Delta i]$ und nicht für das Abtastintervall $[\Delta\varphi \cdot (k+1), \Delta\varphi \cdot k]$ berechnet werden.

$$\xi_S \left((i+1) \frac{\Delta\varphi}{K_\Delta}, i \frac{\Delta\varphi}{K_\Delta} \right) = \phi_\xi \left((i+1) \frac{\Delta\varphi}{K_\Delta}, i \frac{\Delta\varphi}{K_\Delta} \right) \cdot \xi_S \left(i \frac{\Delta\varphi}{K_\Delta} \right) = e^{A_{C\xi}^* \left((i+1) \frac{\Delta\varphi}{K_\Delta}, i \frac{\Delta\varphi}{K_\Delta} \right)} \cdot \xi_S \left(i \frac{\Delta\varphi}{K_\Delta} \right) \quad (5.99)$$

$$\text{mit:} \quad A_{C\xi}^* = \frac{1}{6N} A_{C\xi} \quad (5.100)$$

für den zeitinvarianten Fall, also für $A_{C\xi}^* = \text{const.}$ gilt:

$$\Phi_{\xi}((i+1)\frac{\Delta\varphi}{K_{\Delta}}, i\frac{\Delta\varphi}{K_{\Delta}}) = A_{D\xi}^* = e^{\frac{-\alpha}{6N} \frac{\Delta\varphi}{K_{\Delta}}} \quad (5.101)$$

Die Startwerte innerhalb einer Abtastung lauten:

$$\begin{bmatrix} p_{S_i}(i=0) \\ T_{LS_i}(i=0) \\ \xi_{S_i}(i=0) \\ s_{1_i}(i=0) \\ s_{2_i}(i=0) \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} p_S^+(k) \\ T_{LS}^+(k) \\ \xi_S^+(k) \\ s_1^+(k) \\ s_2^+(k) \end{bmatrix} \quad (5.102)$$

Da die Systemgleichungen des Oszillators nicht mit den übrigen Gleichungen verkoppelt sind, (die Verkopplung erfolgt in der Beobachtung) würde eine Diskretisierung im Abtastintervall $[\Delta\varphi \cdot (k+1), \Delta\varphi \cdot k]$ den Algorithmus stark vereinfachen, da die lokale Zustandsübergangsfunktion für beliebige Intervalle, welche der Shannonbedingung genügen, berechnet werden kann. Leider werden jedoch die Zwischenergebnisse ebenfalls zur Integration der Prädiktionsfehlerkovarianzmatrix benötigt. Dort sind alle Gleichungen miteinander verkoppelt, so daß die Lösung der Systemgleichung ebenfalls im kleinsten Intervall erfolgen muß.

In [May] wird interessanterweise auch eine Version eines Extended Kalman-Filter vorgestellt, bei dem die Zustands- und die Prädiktionsfehlerdifferentialgleichung getrennt voneinander gelöst werden. Die Genauigkeitseinbußen sind dabei stark von den Nichtlinearitäten des Modells abhängig und in vielen Fällen gering. Im Falle knapp werdender Rechnerressourcen wird diese Variante gerne einer Modellreduktion vorgezogen.

Für diese Näherung kann dann die Berechnung des Oszillatormodells im Abtastintervall erfolgen. Der Lösungsalgorithmus für das Gesamtmodell lautet:

$$\begin{bmatrix} p_S^-(k+1) \\ T_{LS}^-(k+1) \\ \xi_S^-(k+1) \\ s_1^-(k+1) \\ s_2^-(k+1) \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} p_{S_{i+1}} = p_{S_i} + f_p(p_{S_i}, T_{LS_i}) \cdot \frac{\Delta\varphi}{K_{\Delta}} \\ T_{LS_{i+1}} = T_{S_i} + f_T(T_{LS_i}, p_{S_i}) \cdot \frac{\Delta\varphi}{K_{\Delta}} \\ \xi_{S_{i+1}} = A_{D\xi}^* \cdot \xi_{S_i} \\ \left. \begin{array}{cc} \cos(\tilde{\alpha}) & -\sin(\tilde{\alpha}) \\ \sin(\tilde{\alpha}) & \cos(\tilde{\alpha}) \end{array} \right| \begin{bmatrix} s_1^+(k) \\ s_2^+(k) \end{bmatrix} \end{bmatrix}_{i=0}^{i=K_{\Delta}-1} \quad (5.103)$$

Die Linearisierungsmatrix (F-Matrix), entspricht nun einer 5x5 Matrix (5.104). Sie ist nur teilweise besetzt, da System- und Störmodell entkoppelt sind. Die Gleichungen (5.105) bis (5.112) entsprechen den Inhalten ihrer Elemente.

$$F(t, \hat{x}(t/t_i)) = \begin{bmatrix} F_{pp} & F_{pT} & F_{p\xi} & F_{ps_1} & F_{ps_2} \\ F_{Tp} & F_{TT} & F_{T\xi} & F_{Ts_1} & F_{Ts_2} \\ F_{\xi p} & F_{\xi T} & F_{\xi\xi} & F_{\xi s_1} & F_{\xi s_2} \\ F_{s_1 p} & F_{s_1 T} & F_{s_1 \xi} & F_{s_1 s_1} & F_{s_1 s_2} \\ F_{s_2 p} & F_{s_2 T} & F_{s_2 \xi} & F_{s_2 s_1} & F_{s_2 s_2} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} F_{pp} & F_{pT} & F_{p\xi} & 0 & 0 \\ F_{Tp} & F_{TT} & F_{T\xi} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & F_{\xi\xi} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & F_{s_1 s_1} & F_{s_1 s_2} \\ 0 & 0 & 0 & F_{s_2 s_1} & F_{s_2 s_2} \end{bmatrix} \quad (5.104)$$

$$F_{pp} = \frac{\partial p'_S}{\partial p_S} = \frac{\kappa - 1}{6N \cdot V_S} \left(\frac{\partial \tilde{m}_{LDK}}{\partial p_S} cp T_a - \frac{\partial \dot{m}_{LZyl}}{\partial p_S} cp T_{LS} \right) \quad (5.105)$$

$$F_{pT} = \frac{\partial p'_S}{\partial T_S} = \frac{1 - \kappa}{6N \cdot V_S} \left(\frac{\partial \dot{m}_{LZyl}}{\partial T_S} cp T_S + \dot{m}_{LZyl} cp + k A_S \right) \quad (5.106)$$

$$F_{p\xi} = \frac{\partial p'_S}{\partial \xi_S} = \frac{1 - \kappa}{6N \cdot V_S} \left(\frac{\partial \tilde{m}_{LDK}}{\partial \xi_S} cp T_a \right) \quad (5.107)$$

$$F_{Tp} = \frac{\partial T'_{LS}}{\partial p_S} = \frac{1}{6N} \left[\frac{T_{LS}}{p_S^2} \left\{ \frac{1 - \kappa}{V_S} \left[\tilde{m}_{LDK} cp T_a - \dot{m}_{LZyl} cp T_{LS} + k A_S (T_{SW} - T_{LS}) \right] \right\} - \frac{T_{LS}^2 R}{p_S V_S} \left(\frac{\partial \tilde{m}_{LDK}}{\partial p_S} - \frac{\partial \dot{m}_{LZyl}}{\partial p_S} \right) \right. \\ \left. + \frac{T_{LS} (\kappa - 1)}{p_S V_S} \left(\frac{\partial \tilde{m}_{LDK}}{\partial p_S} cp T_a - \frac{\partial \dot{m}_{LZyl}}{\partial p_S} cp T_{LS} \right) + \frac{T_{LS}^2 R}{p_S^2 V_S} (\tilde{m}_{LDK} - \dot{m}_{LZyl}) \right] \quad (5.108)$$

$$F_{TT} = \frac{\partial T'_{LS}}{\partial T_S} = \frac{1}{6N} \left[\frac{\kappa - 1}{p_S V_S} \left[\tilde{m}_{LDK} cp T_a - \dot{m}_{LZyl} cp T_{LS} + k A_S (T_{SW} - T_{LS}) \right] - \frac{2 T_{LS} R}{V_S} (\tilde{m}_{LDK} - \dot{m}_{LZyl}) \right. \\ \left. + \frac{T_{LS} (1 - \kappa)}{p_S V_S} \left(\frac{\partial \dot{m}_{LZyl}}{\partial T_S} cp T_{LS} + \dot{m}_{LZyl} cp + k A_S \right) + \frac{T_{LS}^2 R}{V_S} \frac{\partial \dot{m}_{LZyl}}{\partial T_S} \right] \quad (5.109)$$

$$F_{T\xi} = \frac{\partial T'_{LS}}{\partial \xi_S} = \frac{\partial p_S}{\partial \xi_S} \frac{T_{LS}}{p_S} - \frac{1}{6N} \frac{T_{LS}^2 R}{p_S V_S} \frac{\partial \tilde{m}_{LDK}}{\partial \xi_S} \quad (5.110)$$

$$\begin{bmatrix} F_{s_1 s_1} & F_{s_1 s_2} \\ F_{s_2 s_1} & F_{s_2 s_2} \end{bmatrix} = \frac{1}{\Delta \varphi} \ln \begin{vmatrix} \cos(\tilde{\alpha}) & -\sin(\tilde{\alpha}) \\ \sin(\tilde{\alpha}) & \cos(\tilde{\alpha}) \end{vmatrix} \quad (5.111)$$

$$F_{\xi\xi} = \frac{\partial \xi'_S}{\partial \xi_S} = \frac{-\alpha}{6N} \quad (5.112)$$

Die partiellen Ableitungen der Luftmassenströme bleiben gegenüber dem adaptiven Ansatz im Zeitbereich aus Kap. 5.2 unverändert. Die erweiterte Diffusionsmatrix Q enthält zusätzlich die stochastischen Steuerparameter $\sigma_{s1}^2(t)$ und $\sigma_2^2(t)$.

$$Q(t) = \begin{bmatrix} \sigma_p^2(t) & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & \sigma_T^2(t) & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & \sigma_\xi^2(t) & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & \sigma_{s_1}^2(t) & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & \sigma_{s_2}^2(t) \end{bmatrix} \quad (5.113)$$

Die kombinierte Lösung von Zustands- und Prädiktionsfehlerdifferentialgleichung im time-update mit Euler als Integrationsverfahren lautet:

$$\begin{bmatrix} p_S^-(k+1) \\ T_{LS}^-(k+1) \\ \xi_S^-(k+1) \\ s_1^-(k+1) \\ s_2^-(k+1) \\ P^-(k+1) \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} p_{S_{i+1}} = p_{S_i} + f_p(p_{S_i}, T_{LS_i}) \cdot \frac{\Delta\varphi}{K_\Delta} \\ T_{LS_{i+1}} = T_{S_i} + f_T(T_{LS_i}, p_{S_i}) \cdot \frac{\Delta\varphi}{K_\Delta} \\ \xi_{S_{i+1}} = A_{D\xi}^* \cdot \xi_{S_i} \\ \begin{bmatrix} s_{1_{i+1}} \\ s_{2_{i+1}} \end{bmatrix} = \begin{vmatrix} \cos(\tilde{\alpha}_e) & -\sin(\tilde{\alpha}_e) \\ \sin(\tilde{\alpha}_e) & \cos(\tilde{\alpha}_e) \end{vmatrix} \cdot \begin{bmatrix} s_{1_i} \\ s_{2_i} \end{bmatrix} \\ \left[P_{m_{i+1}} = P_{m_i} + f(P_{m_i}, F_{m_i}) \cdot \frac{\Delta\varphi}{K_\Delta} \right]_{n=1}^{m=2} \end{bmatrix}_{i=0}^{i=K_\Delta-1} \quad (5.114)$$

Im Gegensatz zu den bisher dargestellten Filtervarianten enthält die Beobachtungsgleichung eine Nichtlinearität. Für das measurement update werden für diesen Fall die linearisierten Beobachtungsgleichungen benötigt:

$$H(\hat{x}^-(\varphi_{i+1}), \varphi_{i+1}) = H(\hat{x}^-(k+1), k+1) = \left. \frac{\partial h(x, k+1)}{\partial x} \right|_{\underline{x}=\hat{x}^-(k+1)} \quad (5.115)$$

Die partiellen Ableitungen nach den Zuständen lauten:

$$H(\hat{x}^-(k+1), k+1) = \begin{bmatrix} \left. \frac{\partial h(x, k+1)}{\partial p_S} \right|_{p_S=\hat{p}_S^-(k+1)} \\ 0 \\ 0 \\ \left. \frac{\partial h(x, k+1)}{\partial s_1} \right|_{s_1=\hat{s}_1^-(k+1)} \\ 0 \end{bmatrix}^T = \begin{bmatrix} 1 + a_p \cdot s_1(k+1) \\ 0 \\ 0 \\ a_p \cdot p_S(k+1) \\ 0 \end{bmatrix}^T \quad (5.116)$$

Mit diesem linearisierten Beobachtungsvektor lautet dann das Residuum:

$$r(k+1) = z(k+1) - H(k+1) \cdot \hat{x}^-(k+1) = p_S(k+1) - \hat{p}_S(k+1) \quad (5.117)$$

Die Berechnung der Kalman-Gains, der aktualisierten Zustände, sowie der Schätzfehlerkovarianzmatrix erfolgt nach den Gleichungen von Abbildung 3.9. Das Meßrauschen wird jedoch nicht konstant angenommen.

Abb. 5.18 zeigt eine Graphik der Struktur des Verfahrens. Die Blockstruktur zeigt im Wesentlichen das Filtermodell. Diese Form der Darstellung ist zur Beschreibung rekursiver Filterstrukturen weniger geeignet, jedoch zur Beschreibung konventioneller Motorsteuerungsfunktionen stark verbreitet. Signalflüsse, Verknüpfungen und Verkopplungen können relativ übersichtlich dargestellt werden, sofern die Modelle nicht zu komplex werden. In den Modellteilen Saugrohrdruck, Saugrohrtemperatur, Drosselklappe und Oszillator sind die 5 Differentialgleichungen enthalten. Die Beobachtungsgleichung ist in dem Block Pulsationen integriert.

Der rekursive Algorithmus des Extended Kalman-Filters erfolgt bis auf die Prädiktion und die Aktualisierung der Zustände im Block Kalman-Gains.

Die Modellteile mit den Systemdifferentialgleichungen sind mit Pfeilen hinterlegt. Sie sollen die Modellkorrektur durch die entsprechend verbundenen Kalman-Gains symbolisieren.

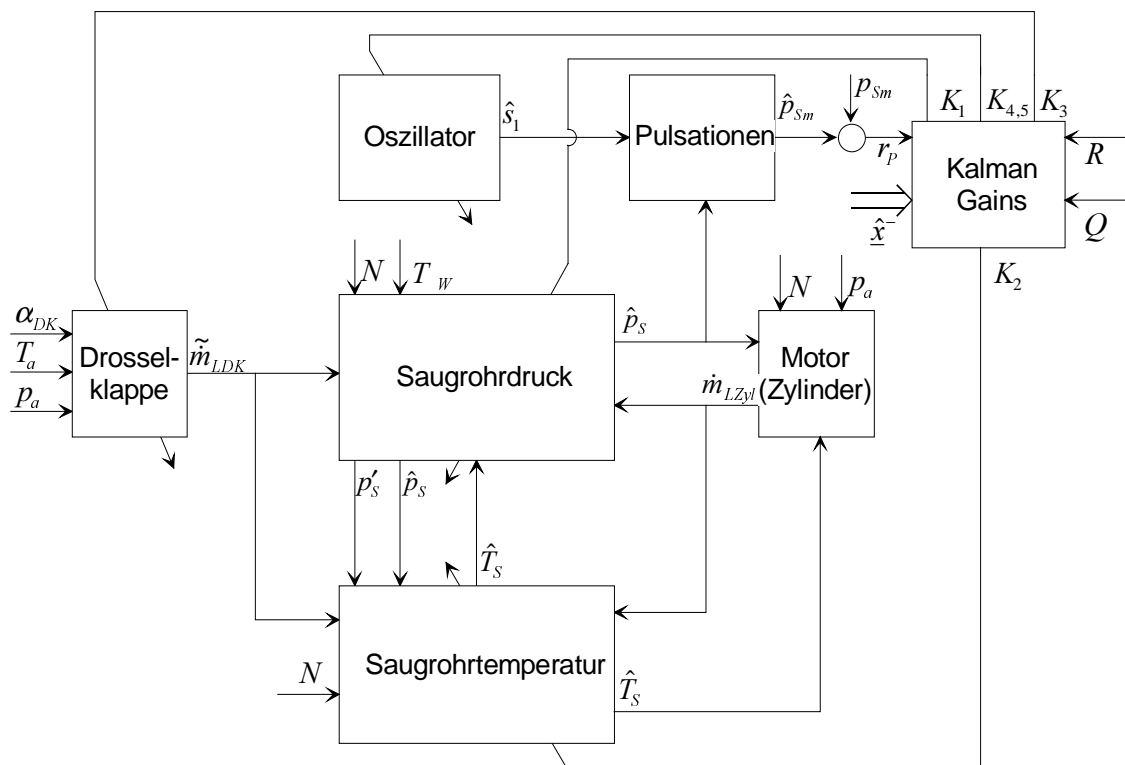


Abbildung 5.18 : Struktur des adaptiven, kurbelwinkelsynchronen Lastschätzverfahrens

5.3.3 Parametrierung des Störmodells

Integriert man die Pulsationen und die stochastischen Störungen der Druckmeßwerte zu einem Störmodell, so ergibt sich die in Abb. 5.19 dargestellte Struktur. Das Störmodell kann wiederum in einen deterministischen (Gleichungen des komplexen Oszillators) und einen stochastischen Anteil (Komponenten des Meß- und Prozeßrauschens) aufgeteilt werden. Die Amplituden der Druckpulsationen sind ebenso wie die Varianz des Meßrauschens vom Betriebspunkt des Motors abhängig. Die Parametrierung des deterministischen Anteils erfolgt durch die Anwendung konventioneller Methoden im Frequenzbereich. In den betreffenden stationären Betriebspunkten werden möglichst lange Zeitreihen (korrekterweise Kurbelwinkelreihen) aufgezeichnet und anschließend in den Frequenzbereich transformiert.

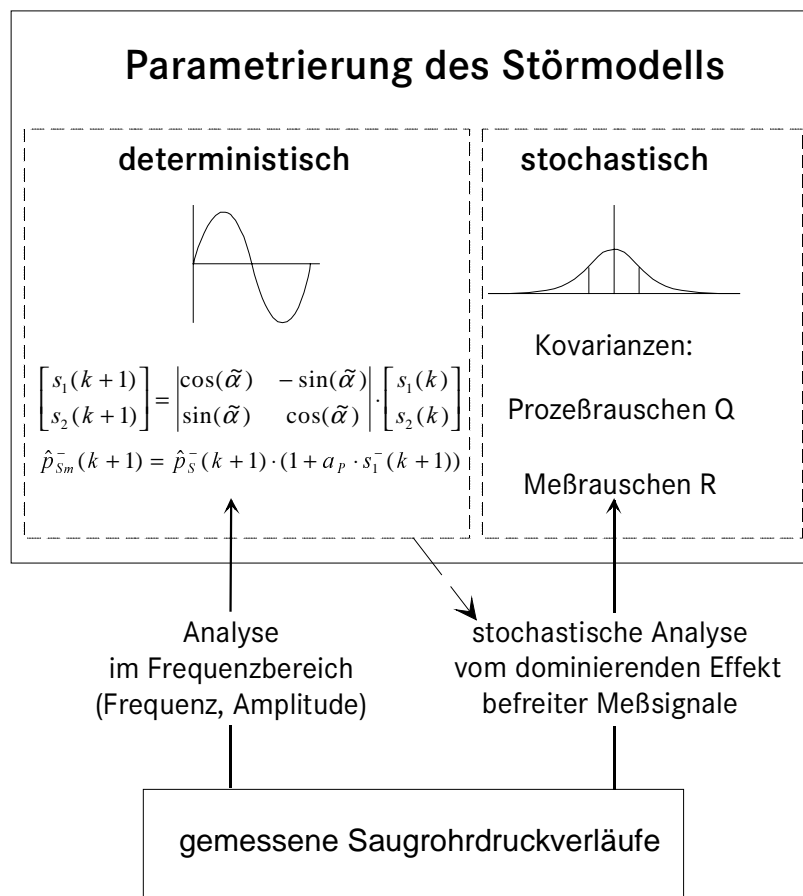


Abbildung 5.19 : *Parametrierung des deterministischen und stochastischen Anteils des Störmodells*

Die sich ergebenden Frequenzspektren wurden bereits in Kap. 4 diskutiert. Bei den 36 analysierten Zeitreihen entsprechen alle dominierenden Schwingungsanteile konstant der doppelten Motordrehzahl für einen Vierzylindermotor. Damit ist die Oszillatorfrequenz festgelegt:

$$f_{puls} = \frac{N}{60} \cdot \frac{k_z}{2} \quad (5.118)$$

Die Amplitudenbeträge der übrigen Frequenzanteile sind in allen Betriebspunkten um etwa eine Größenordnung geringer als die Hauptschwingung.

Zur Parametrierung der Pulsationsamplitude muß der Koeffizient a_p in der Beobachtungsgleichung (5.94) bestimmt werden. Er definiert den relativen Anteil der Pulsationsamplitude, bezogen auf den mittleren Saugrohrdruck.

Abb. 5.20 stellt die relativen Amplituden bei unterschiedlichen Drehzahlen dar. Der Koeffizient zeigt eine zusätzliche Drehzahlabhängigkeit, die besonders bei hohen Saugrohrdrücken ausgeprägt ist. Die Vollastbeschleunigungskurve in Abb. 2.4 bestätigt die Abhängigkeit. Da die maximale Drehzahländerung jedoch wesentlich geringer als die maximale Druckänderung ist, wird die Drehzahlabhängigkeit hier vernachlässigt und ein mittlerer Wert von 0.03 für den Koeffizienten a_p angenommen. Prinzipiell korrigiert das Filter auch Abweichungen der Pulsationsamplituden.

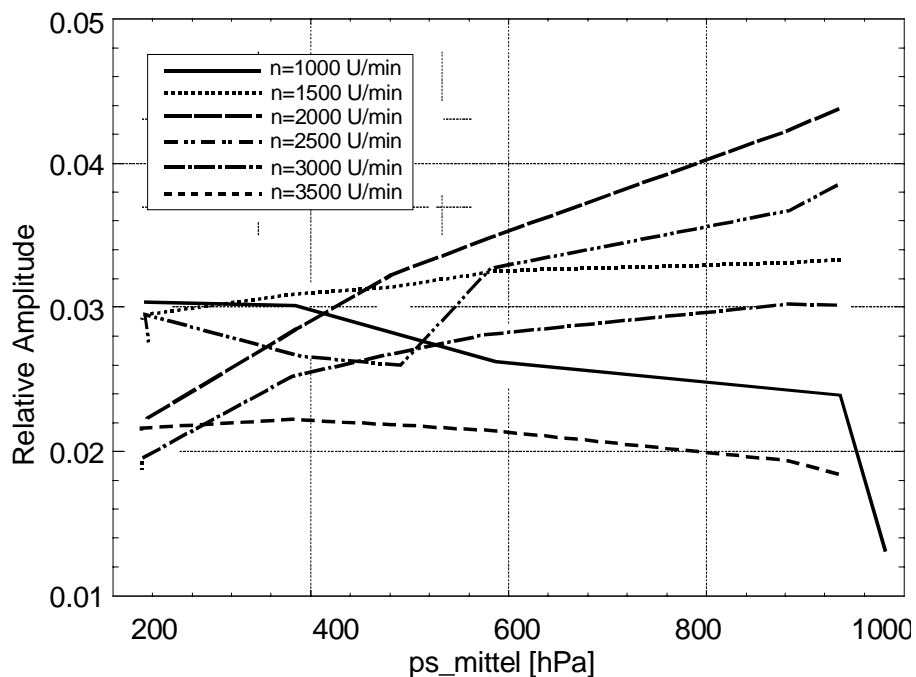


Abbildung 5.20 : *Relative Amplituden der Hauptschwingung der Pulsationen*

Die Dynamik dieser Korrektur muß jedoch aus Stabilitätsgründen schwach eingestellt werden, sodaß sie keinen hochstationären Vorgängen (z.B. einem starken positiven Lastprung), wohl aber Drehzahländerungen folgen kann.

Die Bestimmung des stochastischen Anteils der Drucksignale erfolgt ebenfalls im Frequenzbereich. Die transformierten Kurbelwinkelreihen werden mit Hilfe einer idealen Bandsperre von ihren dominierenden harmonischen Anteilen befreit (Ausblenden der entsprechenden Spektralanteile) und anschließend in den Kurbelwinkelbereich zurücktransformiert. Abb. 5.21 zeigt eine gefilterte Kurbelwinkelreihe. Die resultierenden Rauschprozesse werden im folgenden als unkorreliert und gaußförmig betrachtet, obwohl die höheren harmonischen Frequenzanteile der Pulsationen noch enthalten sind.

Die Näherung muß an dieser Stelle vertreten werden, da eine Berücksichtigung der höheren Harmonischen im Oszillatormodell die Modellordnung unzulässig in die Höhe treibt und praktisch nicht realisierbar erscheint.

Die Bestimmung der betriebspunktabhängigen Varianzen der Meßstörung erfolgt mit Hilfe von Gleichung (5.119).

$$\sigma_p = \frac{1}{N} \sum_{i=1}^N \left((p_{S_i} - \bar{p}_S) \right)^2 \quad (5.119)$$

Bei allen 36 analysierten Kurbelwinkelreihen ist eine deutliche Abhängigkeit der Varianz des Meßrauschens vom mittleren Saugrohrdruck erkennbar. Analog zu den Eigenschaften der Pulsationsamplituden steigt das Rauschen mit dem Saugrohrdruck an.

In Abb. 5.22 wurden für jede Drehzahl eine Regressionsgerade (nach (5.120)) für den Varianzverlauf berechnet.

$$\bar{m}_r = \frac{1}{6} \sum_{i=1}^6 m_{r_i} \quad (5.120)$$

Als Bestimmungsgleichung für die Varianz des Meßrauschens ergibt sich schließlich:

$$y_{r_{mittel}} = \bar{a}_r + \bar{m}_r \cdot x = -1,69687 \text{ mbar}^2 + 0,024565 \text{ mbar} \cdot p_{S_{mittel}} \quad (5.121)$$

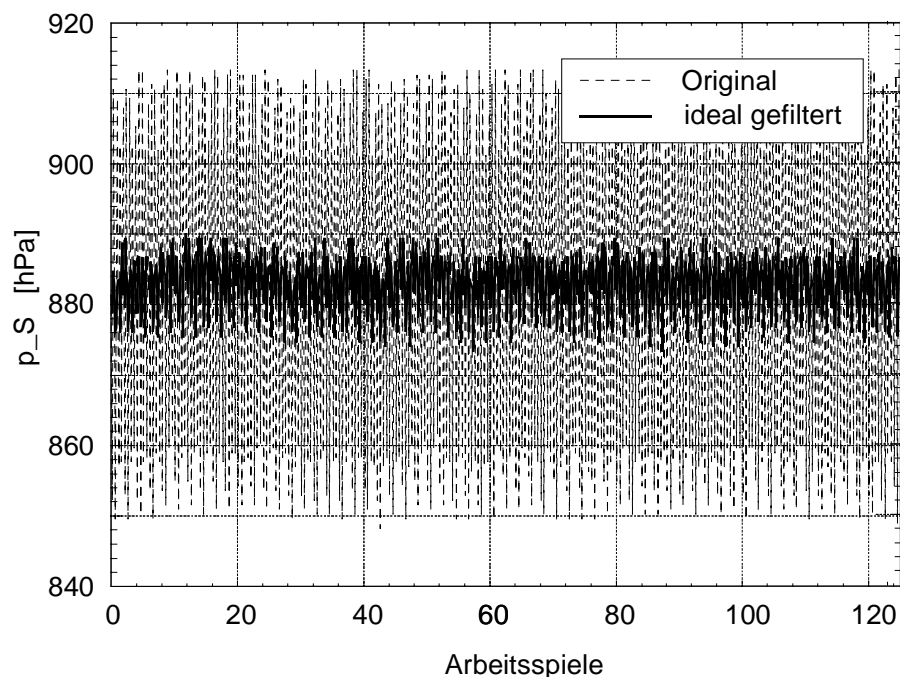


Abbildung 5.21 : Saugrohrdruck mit und ohne dominierender harmonischer Überlagerung

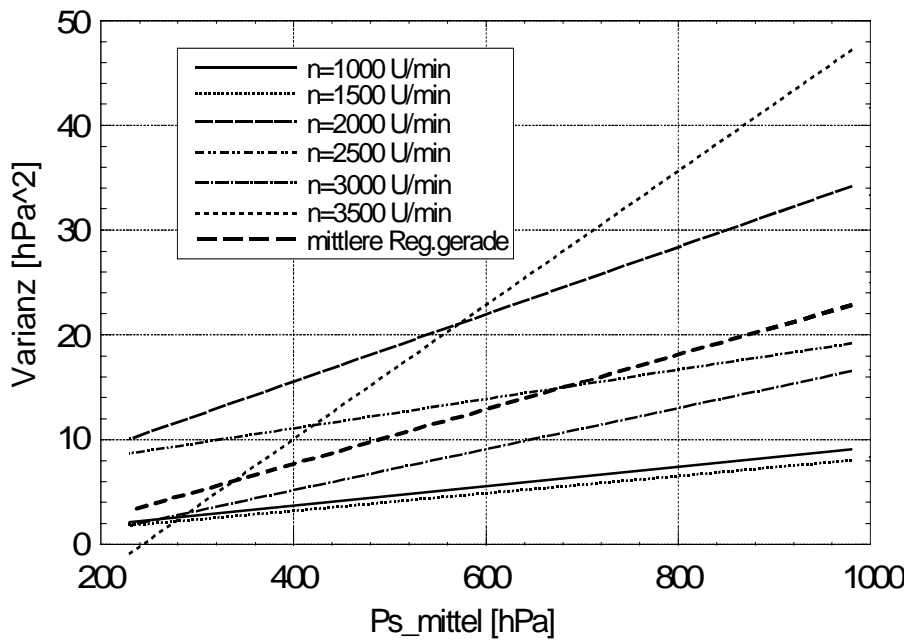


Abbildung 5.22 : Die Varianz des Meßrauschens

5.3.4 Ergebnisse mit Realdaten

Die folgenden Diagramme basieren auf Testdaten, welche während einer Versuchsfahrt aufgezeichnet wurden. Abbildung 5.23 zeigt den gemessenen Saugrohrdruck, den prädizierten Saugrohrdruck und den mittleren Saugrohrdruck während des Einschwingvorgangs. Da zur Modellierung der Pulsationen nur die Grundschwingung berücksichtigt wurde, können sich die übrigen Pulsationsanteile im mittleren Saugrohrdruck leicht auswirken (leicht gestörter Verlauf).

Die Zustände des Lastschätzverfahrens, der Saugrohrdruck, die Saugrohrtemperatur, der Adaptionsparameter für die Drosselklappe und die beiden Zustände der Cosinusschwingung sind gemeinsam mit dem Residuum während der Einschwingphase in Abb. 5.24 dargestellt. Der Saugrohrdruck entspricht dem mittleren Saugrohrdruck aus Abb. 5.23. Die Saugrohrtemperatur steigt auch nach dem Einschwingvorgang leicht an. Die Ursache liegt im Wärmeübergang an der Saugrohrwand bei niedriger Last, bzw. negativem Lastsprung. Der Adaptionsparameter erreicht nach etwa 40 Abtastpunkten einen quasi-stationären Zustand. Die beiden Zustände der Cosinusschwingung sind ebenfalls innerhalb eines Arbeitsspieles bezüglich Phase und Amplitude eingeschwungen. Der Betrag des Residuums bewegt sich nach dem Einschwingvorgang unterhalb von 10 hPa. Dies beträgt etwa 1% bezogen auf die Vollast.

In Abbildung 5.25 sind die Kalman-Gains dargestellt. Im Verlauf von K1 (die Verstärkung des Saugrohrdrucks) ist eine leichte harmonische Überlagerung zu erkennen. Dies bedeutet eine direkte Kompensation der Pulsationen durch eine Saugrohrdruckkorrektur. Aufgrund einer um 180 Grad verschobenen, äquivalenten Überlagerung von K3 entstehen keine negativen Auswirkungen im Schätzergebnis (harmonische Überlagerungen im mittleren Saugrohrdruck oder der Saugrohrtemperatur).

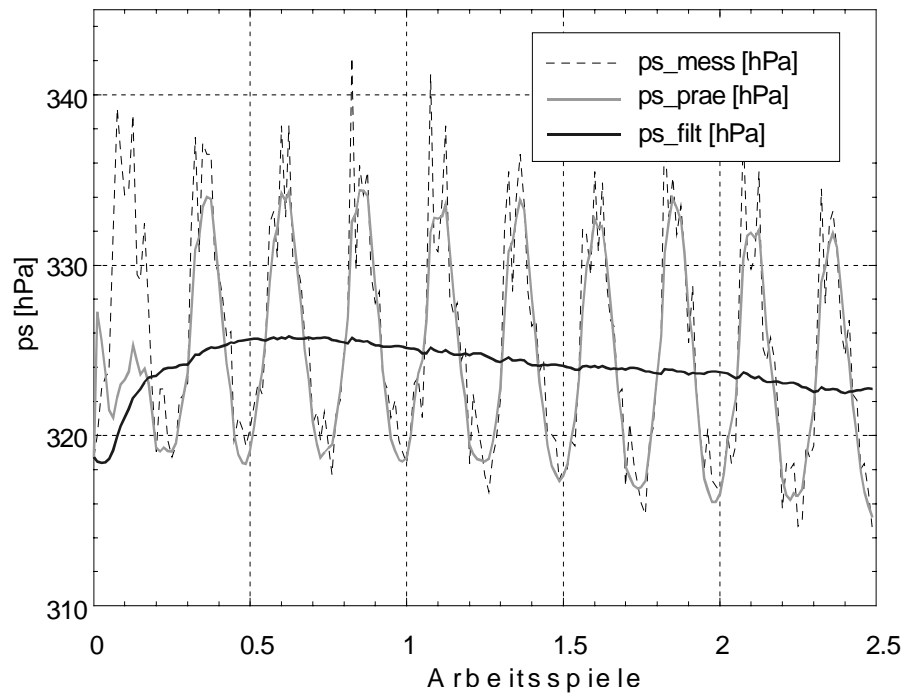


Abbildung 5.23 : Druckschätzwerte des Kalman-Filters während des Einschwingvorgangs

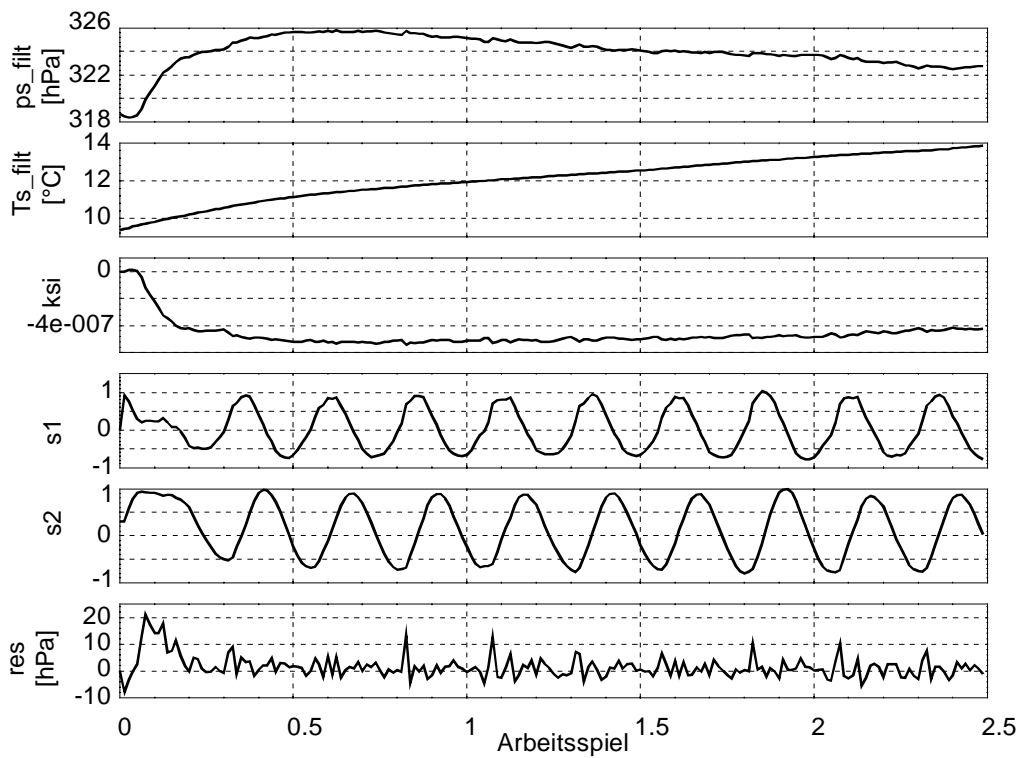


Abbildung 5.24 : Zustände und Residuum des Kalman-Filters während des Einschwingvorgangs

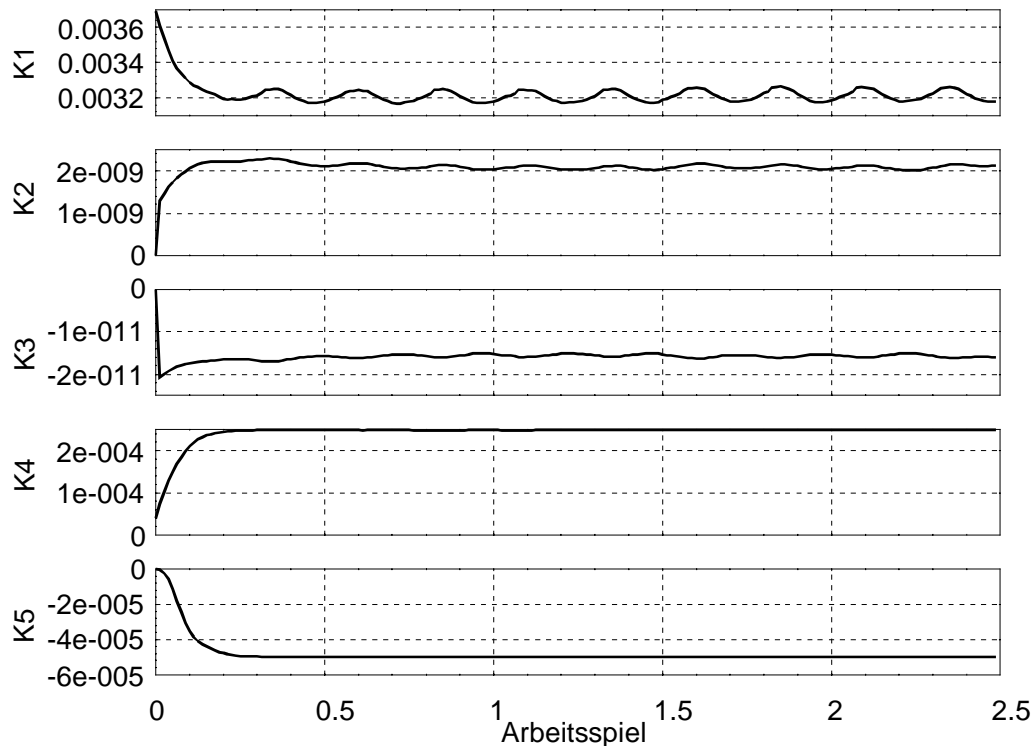


Abbildung 5.25 : Die Gains des Kalman-Filters während des Einschwingvorgangs

Die Wirkungsweise des Verfahrens bei extremer, instationärer Betriebsweise wird mit Hilfe von Abbildung 5.26 verdeutlicht. Der mittlere Saugrohrdruck folgt ohne Phasenverzug exakt den Druckmeßwerten. Die Zustände des Kalman-Filters, sowie das Residuum sind in Abbildung 5.27 dargestellt. Die Saugrohrdruckschwankungen verursachen in der Saugrohrtemperatur ebenfalls starke Änderungen. Der Adaptionparameter ψ zur Anpassung des Dischargekoeffizienten zeigt im Bereich des ersten Lastsprungs einen unruhigen Verlauf. Dieses Verhalten ist jedoch erforderlich, um den sich schnell ändernden Strömungsquerschnitt der Drosselklappe anpassen zu können. Die Amplituden des Residuums erreichen maximal 40 hPa. Dieser Maximalwert tritt insbesondere in den Resonanzpunkten des Saugrohres auf. In diesen Betriebspunkten haben auch die höheren Harmonischen der Pulsationen relativ große Amplituden. Die Kalman-Gains sind in Abbildung 5.28 dargestellt. Die Ursache für die leichte Abstufung von K_1 im Bereich des positiven Lastsprungs ist in der Drehzahlmessung begründet. Bei der verwendeten Datenerfassung im Fahrzeug wird die mittlere Motordrehzahl einmal pro Arbeitspiel an den Algorithmus weitergegeben.

Abbildung 5.29 zeigt den positiven und den darauffolgenden negativen Lastsprung in höherer Auflösung. In dieser Abbildung ist die Phasentreue der Pulsationsmodellierung, sowie die hohe Dynamik des mittleren Saugrohrdrucks sehr gut zu erkennen. Die dazugehörigen Zustände des Kalman-Filters, sowie das Residuum zeigt Abbildung 5.30.

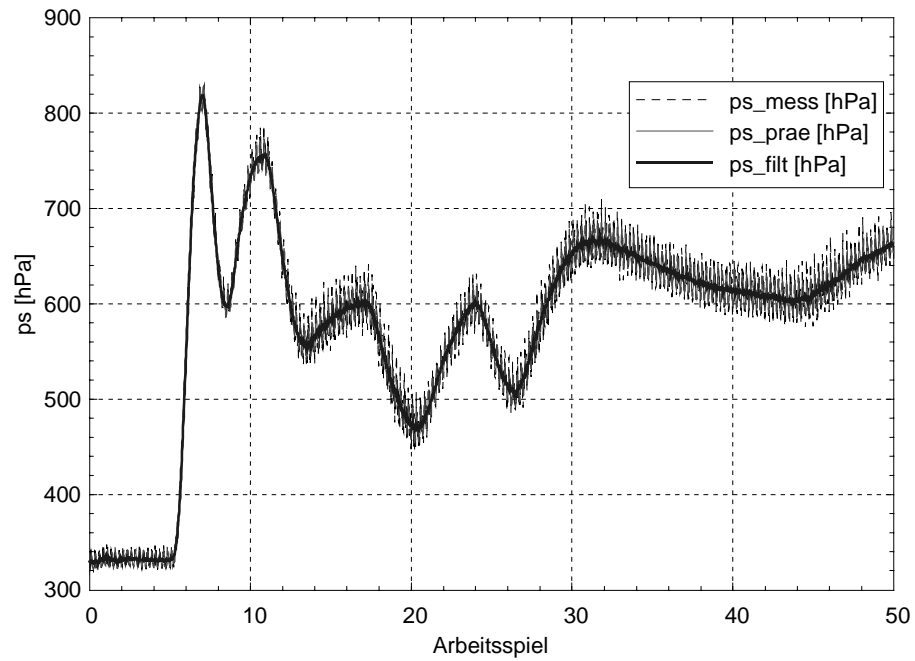


Abbildung 5.26 : Druckschätzwerte des Kalman-Filters

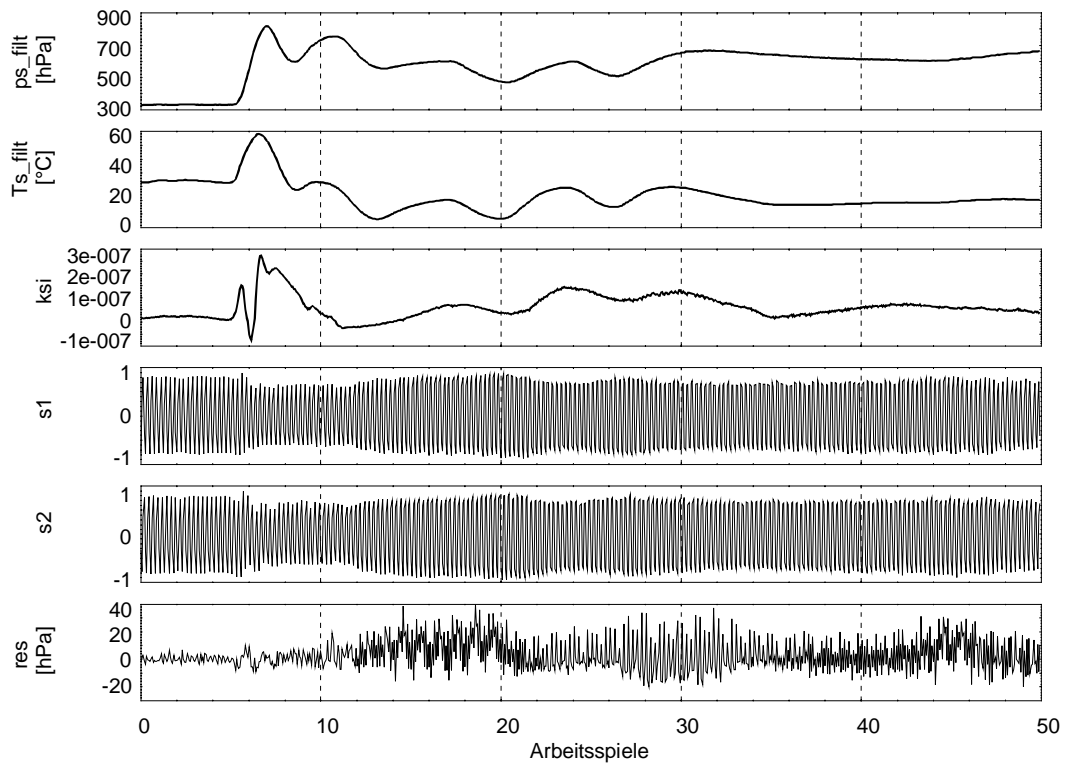


Abbildung 5.27 : Zustände und Residuum des Kalman-Filters

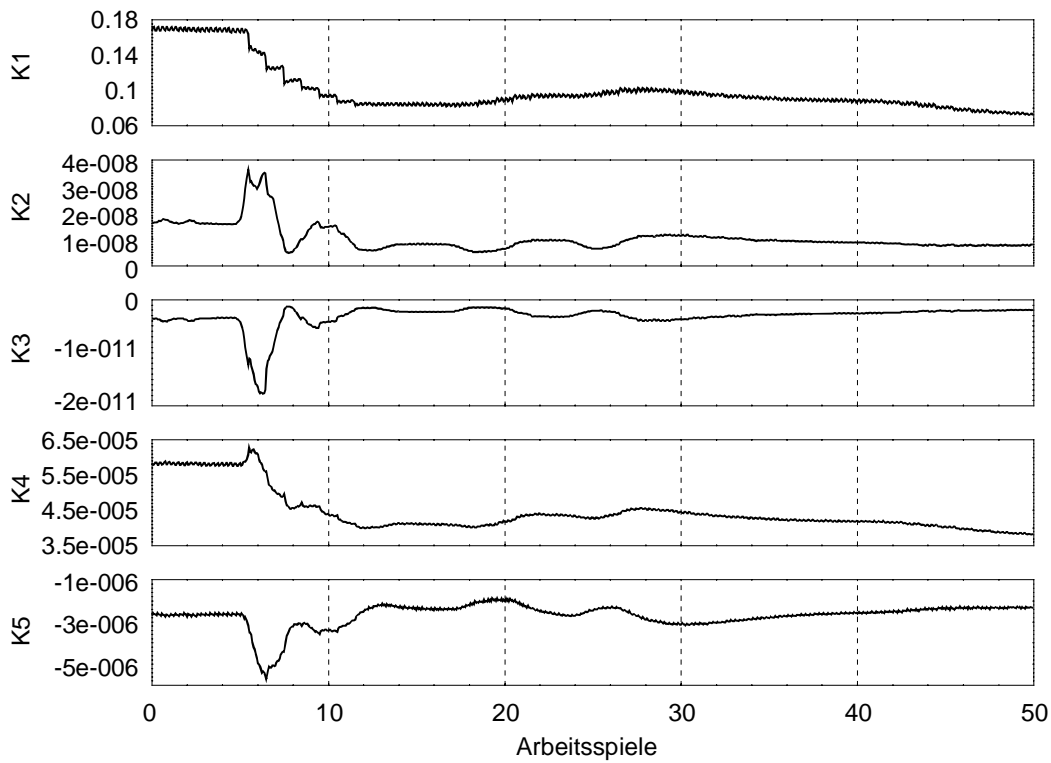


Abbildung 5.28 : Die Kalman-Gains des Lastschätzverfahrens

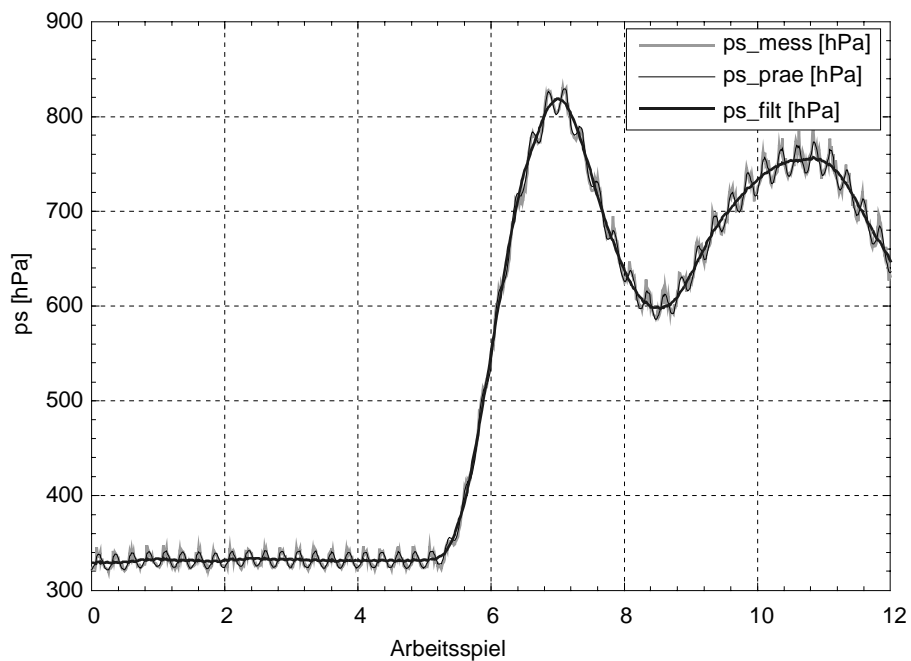


Abbildung 5.29 : Druckschätzwerte des Kalman-Filters während eines Lastsprungs

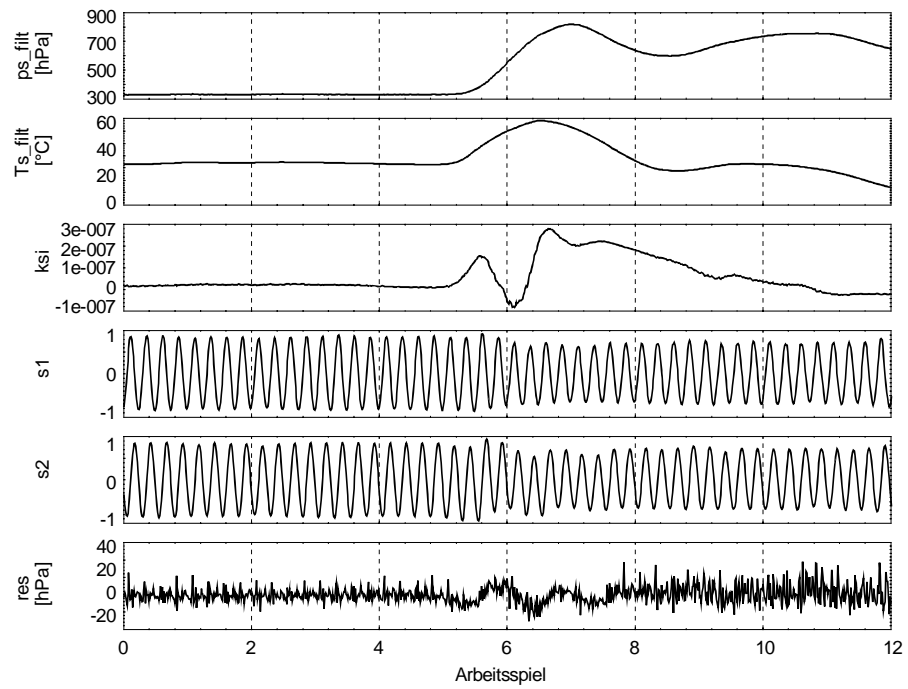


Abbildung 5.30 : Die Zustände des Kalman-Filters während eines Lastsprungs.

6 Totzeitkompensation im Luftpfad

Das folgende Kapitel beschreibt ein Verfahren zur Kompensation der in Kap. 2 beschriebenen Totzeit zwischen dem Berechnungszeitpunkt der zylinderindividuellen Einspritzung und dem Schließzeitpunkt des dazugehörigen Einlaßventils (letzter möglicher Zeitpunkt für eine Laständerung). Diese Prädiktion erfolgt bei konventioneller Technik entweder über einen additiven Luftmassenanteil in Abhängigkeit der Drosselklappenwinkeländerung, oder mit Hilfe einer (linearen) Extrapolation des Lastverlaufes. Im Gegensatz zu diesen Verfahren erfolgt die Prädiktion im folgenden konsequent modellbasiert. Die Drosselklappenbewegung als wesentliche Störgröße und Ursache für eine schnelle Laständerung wird stochastisch analysiert und als farbiger Rauschprozeß modelliert. Mit Hilfe dieser Modellgleichungen wird ein lineares Kalman-Filter zur Prädiktion des geometrischen Strömungsquerschnittes entworfen, dessen Schätzwerte die prädizierten Eingangsgrößen des in Kap. 5 vorgestellten Lasterfassungsverfahrens darstellen. Durch eine Anpassung des Prädiktionshorizontes an die Ventilsteuerzeiten unter Berücksichtigung der Vorlagerungswinkel kann eine zylinderindividuelle, korrigierte Lastprädiktion realisiert werden.

6.1 Lösungsansatz - zylinderindividuelle, korrigierte Lastprädiktion

Zur Vermeidung der beschriebenen Gemischfehler muß die Totzeit durch ein geeignetes Lastprädiktionsverfahren kompensiert werden. Die in den Motor gelangende Luftmasse hängt jedoch im Wesentlichen mit dem Öffnungswinkel der Drosselklappe und der Drehzahl zusammen. Die Auswirkung einer Änderung der Drehzahl auf den Saugrohrdruck während eines Arbeitsspiels ist vergleichsweise klein gegenüber der Auswirkung einer Änderung des Drosselklappenwinkels. Die Drehzahl wird aus diesem Grund für den zu betrachtenden Prädiktionszeitraum als konstant angenommen. Die Lastprädiktion teilt sich also auf in eine Prädiktion der Drosselklappenbewegung und eine anschließende Berechnung der Luftmasse bzw. des Saugrohrdruckes und der Saugrohrtemperatur.

Erfolgt die Lastberechnung jeweils kurz nach dem Schließzeitpunkt des Einlaßventils, so beträgt der Prädiktionshorizont 720° KW. In ungünstigen Betriebspunkten, bei niedrigen Drehzahlen (große Totzeit) und starken Laständerungen (hohe Saugrohdynamik) werden sich aufgrund des großen Prädiktionshorizontes trotz Lastprädiktion instationäre Gemischfehler nicht vermeiden lassen.

Als Ausweg bietet sich eine asynchrone Aktualisierung der Einspritzvorgänge an:

Der Einspritzvorgang erfolgt motorsynchron, d.h., er wird mit einem bestimmten Einspritzbeginnwinkel (Einspritzzeit + Vorlagerungszeit) gestartet. Die Einspritzdauer wird aus den vorausgerechneten Zylinderluftmassen bestimmt und ist zeitsynchron (in ms) definiert. Im Motorsteuergerät wird diese Teilfunktion durch das Laden der für die Ansteuerung der Einspritzstufen zuständigen Timer realisiert. Die Timer werden dann motorsynchron am Einspritzbeginnwinkel gestartet. Wenn jedoch nach dem Laden eines Timers aufgrund aktuellerer Lastschätzwerte auch genauere Prädiktionswerte berechnet werden können, so kann die Gemischbildung wesentlich verbessert werden, sofern eine möglichst späte Aktualisierung der bestehenden Timerstände (idealerweise bis zum Schließzeitpunkt des Einlaßventils) möglich ist.

Eine laufende Einspritzung muß also abgebrochen oder auch verlängert werden können. Abb. 6.1 soll das Verfahren verdeutlichen.

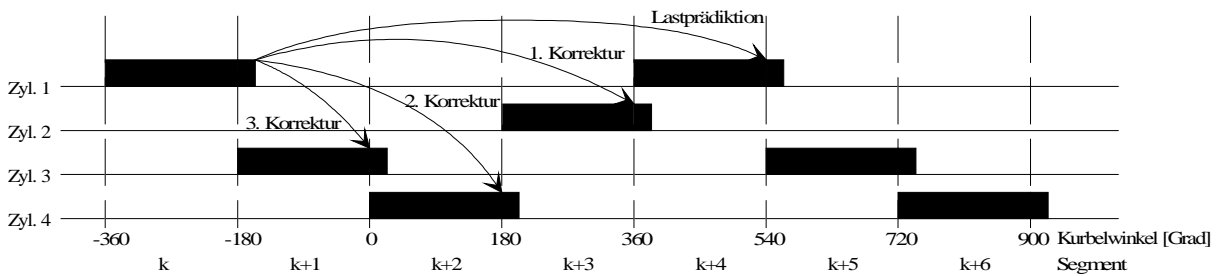


Abbildung 6.1 : Zylinderindividuelle, korrigierte Lastprädiktion

Zur Vereinfachung wird bei dieser Abbildung pro Segment nur eine Lastberechnung angenommen. Betrachtet man Zylinder 1, so erfolgt die Berechnung der Einspritzzeit für das folgende Arbeitsspiel etwa 180° KW vor ZOT. Je nach Lastzustand und Drehzahl startet die Einspritzung zwischen -160° KW und 300° KW und endet je nach Applikation bei max. 360°. Die Berechnung der Einspritzzeit für den dritten Zylinder erfolgt exakt 180° KW später. In diesem Berechnungsschritt wird mit Hilfe der neuen Last- und Steuergrößeninformation die Prädiktion für den ersten Zylinder erneut berechnet und der entsprechende Timer aktualisiert. Da die Prädiktion der Zylinderluftmassen aufgrund der Nichtlinearitäten der Saugrohrdynamik in mehreren Schritten erfolgen muß, kann durch eine entsprechende Wahl der Schrittweite ein zusätzlicher Rechenaufwand vermieden werden. Im Berechnungsschritt für den ersten Zylinder müssen lediglich die Zwischenergebnisse 0° KW, 180° KW und 360° KW extrahiert werden, um die übrigen zu aktualisieren. Die dritte Korrektur ist nur in seltenen Fällen möglich und verursacht bei einer Lasterhöhung immer eine Einspritzung ins offene Einlaßventil.

6.2 Prädiktion des Öffnungsquerschnittes

Der folgende Abschnitt beschreibt die Prädiktion des geometrischen Öffnungsquerschnittes der Drosselklappe mit Hilfe eines linearen Kalman-Filters. Die lineare Eigenschaft des Filters ermöglicht die Berechnung von Prädiktionswerten mit theoretisch beliebigen Prädiktionshorizonten in einem Abtastschritt, sowie die Anwendung klassischer Methoden zum Nachweis der Stabilität. Das Verfahren wird aufgrund einer einfacheren Integrierbarkeit mit dem Lasterfassungsverfahren aus Kap. 5 kurbelwinkelsynchron entworfen.

6.2.1 Ein Modell der Drosselklappendynamik

Die Bewegung der Drosselklappe kann nach Transformation in den Kurbelwinkelbereich durch folgendes System von Differentialgleichungen beschrieben werden:

$$\underline{x}(\varphi) = \begin{bmatrix} A_{geo}(\varphi) \\ dA_{geo}(\varphi) \end{bmatrix} \quad (6.1)$$

$$A'_{geo}(\varphi) = \frac{1}{6 \cdot N} \cdot dA_{geo}(\varphi) \quad (6.2)$$

$$dA'_{geo}(\varphi) = \frac{-\beta}{6 \cdot N} \cdot dA_{geo}(\varphi) + w^*(\varphi) \quad (6.3)$$

Der Zustandsvektor $\underline{x}(\varphi)$ enthält den geometrischen Strömungsquerschnitt, sowie dessen Änderungsgeschwindigkeit. Diese wird als eine negativ autokorrelierte Größe dargestellt, d.h. das System wird durch farbiges Rauschen getrieben. Der Korrelationsparameter β ist ein freier Modellierungsparameter und kann so gewählt werden, daß das charakteristische Geschwindigkeitsprofil der Drosselklappe möglichst gut beschrieben wird. Da als Ausgangsgröße nur der geometrische Strömungsquerschnitt von Interesse ist, erhält die Meßgleichung die Form:

$$y(\varphi) = A_{geo}(\varphi) + v(\varphi) \quad (6.4)$$

Die Größen $w^*(\varphi)$ und $v(\varphi)$ stellen das kurbelwinkelkontinuierliche Prozeßrauschen und das Meßrauschen dar. Sie beschreiben die Zufallsvariablen zweier voneinander unabhängiger, gaußverteilter, weißer Prozesse. Für dieses weiße Rauschen gilt:

$$E\{w^*(\varphi)\} = 0 \quad (6.5)$$

$$E\{v(\varphi_i)\} = 0 \quad (6.6)$$

$$E\{w^*(\varphi) \cdot w^*(\varphi + \varphi_1)\} = q^* \cdot \delta(\varphi_1) \quad (6.7)$$

$$E\{v(\varphi_i) \cdot v(\varphi_j)\} = r \cdot \delta(i, j) \quad (6.8)$$

Das Zustandsraummodell erhält dann die Form:

$$\underline{x}'(\varphi) = F \cdot \underline{x}(\varphi) + G \cdot w^*(\varphi) \quad (6.9)$$

mit

$$F = \frac{1}{6 \cdot N} \begin{vmatrix} 0 & 1 \\ 0 & -\beta \end{vmatrix} \quad \text{und} \quad G = \begin{bmatrix} 0 \\ 1 \end{bmatrix} \quad (6.10)$$

$$y_i = C \cdot \underline{x}(\varphi_i) + v(\varphi_i) \quad (6.11)$$

mit

$$C = \begin{bmatrix} 1 \\ 0 \end{bmatrix}^T \quad (6.12)$$

Die Modellierung des geometrischen Strömungsquerschnitts der Drosselklappe als stochastisches, aber zeitlich korreliertes Signal, soll einerseits die zufälligen Bewegungen des Gaspedales (Absicht des Fahrers zu beschleunigen oder zu verzögern), aber auch die deterministischen Zusammenhänge beschreiben. Die Schließgeschwindigkeit der Drosselklappe hängt beispiels-

weise bei schnellen negativen Laständerungen (z.B. schnelle Schaltvorgänge) bei einer mechanischen Ausführung ausschließlich von der Kraft der Rückstellfeder und der Dämpfung ab. Bestimmte, typische Fahrsituationen (Anfahren, Schalten, Überhohlen) entsprechen charakteristischen Drosselklappenbewegungen, die jedoch stark vom Fahrertyp (defensiv, sportlich, hektisch) abhängen. Eine wesentliche Aufgabe besteht in der Wahl des Korrelationsparameters, der für möglichst viele Fahrsituationen repräsentieren soll. Die allgemeine Lösung für den Zustand x_2 lautet in der Schreibweise mit weißem Rauschen als Eingangsgröße:

$$x_2(\varphi) = e^{-\frac{\beta}{6N}(\varphi-\varphi_0)} \cdot x_2(\varphi_0) + \int_{\varphi_0}^{\varphi} e^{-\frac{\beta}{6N}(\varphi-\vartheta)} \cdot w^*(\vartheta) \cdot d\vartheta \quad (6.13)$$

Die Drosselklappengeschwindigkeit zu einem beliebigen Kurbelwinkel φ setzt sich also aus einem vergangenen Geschwindigkeitswert und einer unbekanntem, stochastischen Änderung zusammen. Der Korrelationsparameter β beschreibt somit das "Gedächtnis" des Systems und muß anhand von Meßdaten verifiziert werden.

6.2.2 Entwurf des Filters

Da bei der Modellierung der Drosselklappenbewegung von einer kurbelwinkelkontinuierlichen Darstellung ausgegangen wird, wird zunächst ein kurbelwinkeldiskretes Äquivalent ermittelt. Um dies berechnen zu können, muß die globale Übergangsfunktion $\Phi(\varphi)$ bestimmt werden. Diese kann mit Hilfe der Laplace-Transformation nach folgender Regel berechnet werden:

$$\Phi(\varphi) = L^{-1} \{ [s \cdot I - F]^{-1} \} \quad (6.14)$$

Durch Einsetzen von (6.10) in (6.14) ergibt sich für die zu invertierende Matrix $[s \cdot I - F]^{-1}$:

$$\begin{aligned} [s \cdot I - F]^{-1} &= \begin{bmatrix} s & -\frac{1}{6 \cdot N} \\ 0 & s + \frac{\beta}{6 \cdot N} \end{bmatrix}^{-1} = \frac{1}{s \cdot \left(s + \frac{\beta}{6 \cdot N} \right)} \cdot \begin{bmatrix} s + \frac{\beta}{6 \cdot N} & \frac{1}{6 \cdot N} \\ 0 & s \end{bmatrix} \\ &= \begin{bmatrix} \frac{1}{s} & \frac{1}{6 \cdot N} \\ \frac{1}{s \cdot \left(s + \frac{\beta}{6 \cdot N} \right)} & \frac{1}{s} \\ 0 & \frac{1}{\left(s + \frac{\beta}{6 \cdot N} \right)} \end{bmatrix} \end{aligned} \quad (6.15)$$

Die Rücktransformation von Gleichung (6.15) unter Verwendung der Rechenregeln der Laplace-Transformation ergibt dann schließlich die Transitionsmatrix $\Phi(\varphi)$:

$$\Phi(\varphi) = \begin{bmatrix} 1 & \frac{1}{\beta} \cdot \left(1 - e^{-\frac{\beta}{6 \cdot N} \cdot \varphi} \right) \\ 0 & e^{-\frac{\beta}{6 \cdot N} \cdot \varphi} \end{bmatrix} \quad (6.16)$$

Die Zustandsübergangsmatrix der äquivalenten, kurbelwinkeldiskreten Zustandsraumdarstellung lautet:

$$\Phi(\Delta\varphi) = \begin{bmatrix} 1 & \frac{1}{\beta} \cdot \left(1 - e^{-\frac{\beta}{6 \cdot N} \cdot \Delta\varphi} \right) \\ 0 & e^{-\frac{\beta}{6 \cdot N} \cdot \Delta\varphi} \end{bmatrix} \quad (6.17)$$

Die kurbelwinkeldiskrete, äquivalente Zustandsraumdarstellung der Drosselklappenbewegung kann mit Gleichung (6.18) beschrieben werden.

$$\begin{aligned} \underline{x}(k+1) &= \Phi(\Delta\varphi) \cdot \underline{x}(k) + \int_{\varphi_k}^{\varphi_{k+1}} \Phi(\varphi_{k+1} - \vartheta) \cdot G \cdot w^*(\vartheta) \cdot d\vartheta \\ &= A \cdot \underline{x}(k) + \underline{w}_d(k) \end{aligned} \quad (6.18)$$

Der Rauschprozeß $\underline{w}_d(k)$ entsteht durch eine lineare Operation aus dem kurbelwinkelkontinuierlichen weißen Rauschprozeß und ist somit auch ein Gaußprozeß. Deshalb genügt es, die ersten beiden Momente zu betrachten, um ihn zu charakterisieren.

$$E\{\underline{w}_d(k)\} = \int_{\varphi_k}^{\varphi_{k+1}} \Phi(\varphi_{k+1} - \vartheta) \cdot G \cdot E\{w^*(\vartheta)\} \cdot d\vartheta = \underline{0} \quad (6.19)$$

$$E\{\underline{w}_d(k) \cdot \underline{w}_d(k)^T\} = \int_{\varphi_k}^{\varphi_{k+1}} \Phi(\varphi_{k+1} - \vartheta) \cdot G \cdot q^*(k) \cdot G^T \cdot \Phi(\varphi_{k+1} - \vartheta)^T \cdot d\vartheta \quad (6.20)$$

Die Herleitung von (6.19) und (6.20) sind in [Lof-1] ausführlich dargestellt. Da jedoch die Integrationsschrittweite von Gl. (6.20) von der Drehzahl abhängt, muß auch die Diffusion $q^*(k)$ des Prozeßrauschens drehzahlabhängig und damit zeitvariant angenommen werden.

Die Diffusion q eines Brown'schen Prozesses $\beta(\cdot, \cdot)$ kann formal durch die Integration eines gaußverteilten, weißen Rauschprozesses gebildet werden. Die Parameter dieses Rauschprozesses lauten in kontinuierlicher Zeit (Lof-1):

$$E\{w(t, \cdot) \cdot w(t', \cdot)\} = E\{w(t) \cdot w(t')\} = q \cdot \delta(t - t') \quad (6.20a)$$

Die Transformation in den Kurbelwinkelbereich ergibt:

$$\begin{aligned} E\{w(\varphi, \cdot) \cdot w(\varphi', \cdot)\} &= E\{w(\varphi) \cdot w(\varphi')\} = q \cdot \delta(\varphi - \varphi') \\ &= q \cdot \delta(6N(t - t')) = \frac{1}{6N} \cdot q \cdot \delta(t - t') \end{aligned} \quad (6.20b)$$

$$\text{mit} \quad (\varphi - \varphi') = 6N \cdot (t - t')$$

Damit lautet die Beziehung zwischen zeitsynchroner und kurbelwinkelsynchroner Diffusion:

$$q^* = \frac{1}{6N} \cdot q \quad (6.20c)$$

Durch Einsetzen von (6.17) und (6.18) in (6.20) ergibt sich die Beziehung:

$$\begin{aligned} \underline{Q}_d(k) = E\{\underline{w}_d(k) \cdot \underline{w}_d(k)^T\} &= \int_{\varphi_k}^{\varphi_{k+1}} \begin{bmatrix} 1 & \frac{1}{\beta} \cdot \left(1 - e^{-\frac{\beta}{6N}(\varphi_{k+1}-\vartheta)}\right) \\ 0 & e^{-\frac{\beta}{6N}(\varphi_{k+1}-\vartheta)} \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} 0 \\ 1 \end{bmatrix} \cdot q^* \\ &\cdot [0 \quad 1] \cdot \begin{bmatrix} \frac{1}{\beta} \cdot \left(1 - e^{-\frac{\beta}{6N}(\varphi_{k+1}-\vartheta)}\right) & 0 \\ e^{-\frac{\beta}{6N}(\varphi_{k+1}-\vartheta)} & e^{-\frac{\beta}{6N}(\varphi_{k+1}-\vartheta)} \end{bmatrix} \cdot d\vartheta \end{aligned} \quad (6.21)$$

Das Ausmultiplizieren der Matrizen und Vorziehen der konstanten Faktoren ergibt:

$$\underline{Q}_d(k) = q^*(k) \cdot \int_{\varphi_k}^{\varphi_{k+1}} \begin{bmatrix} \frac{1}{\beta^2} \cdot \left(1 - e^{-\frac{\beta}{6N}(\varphi_{k+1}-\vartheta)}\right)^2 & \frac{1}{\beta} \cdot e^{-\frac{\beta}{6N}(\varphi_{k+1}-\vartheta)} \cdot \left(1 - e^{-\frac{\beta}{6N}(\varphi_{k+1}-\vartheta)}\right) \\ \frac{1}{\beta} \cdot e^{-\frac{\beta}{6N}(\varphi_{k+1}-\vartheta)} \cdot \left(1 - e^{-\frac{\beta}{6N}(\varphi_{k+1}-\vartheta)}\right) & e^{-\frac{\beta}{3N}(\varphi_{k+1}-\vartheta)} \end{bmatrix} \cdot d\vartheta \quad (6.22)$$

Die Ausführung der Integration führt zum Endergebnis:

$$\underline{Q}_d(k) = \begin{bmatrix} q_{11}^* & q_{12}^* \\ q_{21}^* & q_{22}^* \end{bmatrix} \quad (6.23)$$

mit

$$\begin{aligned} q_{11}^* &= \frac{q^*}{\beta^2} \cdot \left(\Delta\varphi - \frac{12 \cdot N}{\beta} \cdot \left(1 - e^{-\frac{\beta}{6N} \Delta\varphi}\right) + \frac{3 \cdot N}{\beta} \cdot \left(1 - e^{-\frac{\beta}{3N} \Delta\varphi}\right) \right) \\ q_{12}^* = q_{21}^* &= \frac{q^* \cdot 3 \cdot N}{\beta^2} \cdot \left(2 \cdot \left(1 - e^{-\frac{\beta}{6N} \Delta\varphi}\right) - \left(1 - e^{-\frac{\beta}{3N} \Delta\varphi}\right) \right) \\ q_{22}^* &= \frac{q^* \cdot 3 \cdot N}{\beta} \cdot \left(1 - e^{-\frac{\beta}{3N} \Delta\varphi}\right) \end{aligned} \quad (6.24)$$

Nun sind alle Voraussetzungen für die Formulierung des Filteralgorithmus geschaffen worden und die Gleichungen des zeitdiskreten, linearen und zeitvarianten Kalman-Filters können direkt angegeben werden.

Da es sich im vorliegenden Fall um eine eindimensionale Meßgröße handelt, vereinfachen sich die Gleichungen erheblich. Aus der Matrixinversion im measurement update wird eine einfache Division mit einem Skalar. Das Produkt $G \cdot Q \cdot G^T$ im time update wird ersetzt durch die diskrete Rauschmatrix \underline{Q}_d . Das System besitzt keine Eingangsgröße u , sondern wird nur von Rauschen getrieben.

Da es sich hier um ein zeitvariantes System handelt, ist die Systemmatrix nicht konstant, sondern ändert sich mit der Drehzahl. Somit ergeben sich folgende Gleichungen:

In der Prädiktion (time update),

$$\hat{\underline{x}}_{k+1}^- = A(k) \cdot \hat{\underline{x}}^+(k) \quad (6.25)$$

$$P^-(k+1) = A(k) \cdot P^+(k) \cdot A(k)^T + Q_d(k) \quad (6.26)$$

mit

$$\hat{\underline{x}}_0^+ = E\{\underline{x}(0)\} = \underline{x}_0 \quad (6.27)$$

$$P^+(0) = \text{cov}(\underline{x}(0)) = P_{\underline{x}_0} = E\{(\underline{x}(0) - \underline{x}_0) \cdot (\underline{x}(0) - \underline{x}_0)^T\} \quad (6.28)$$

In der Korrektur (measurement update),

$$\hat{\underline{x}}_{k+1}^+ = \hat{\underline{x}}_{k+1}^- + K(k+1) \cdot r_k \quad (6.29)$$

$$r_k = y_k - C \cdot \hat{\underline{x}}_{k+1}^- \quad (6.30)$$

$$K(k+1) = P^-(k+1) \cdot C^T \cdot [C \cdot P^-(k+1) \cdot C^T + R(k+1)]^{-1} \quad (6.31)$$

$$P^+(k+1) = (I - K(k+1) \cdot C) \cdot P^-(k+1) \quad (6.32)$$

Aus diesen Gleichungen resultiert die folgende Filterstruktur (Abbildung 6.2), wobei jedoch nicht die im measurement update gewonnenen korrigierten Zustände als Ausgangsgrößen verwendet werden, sondern die im time update prädierten Zustände.

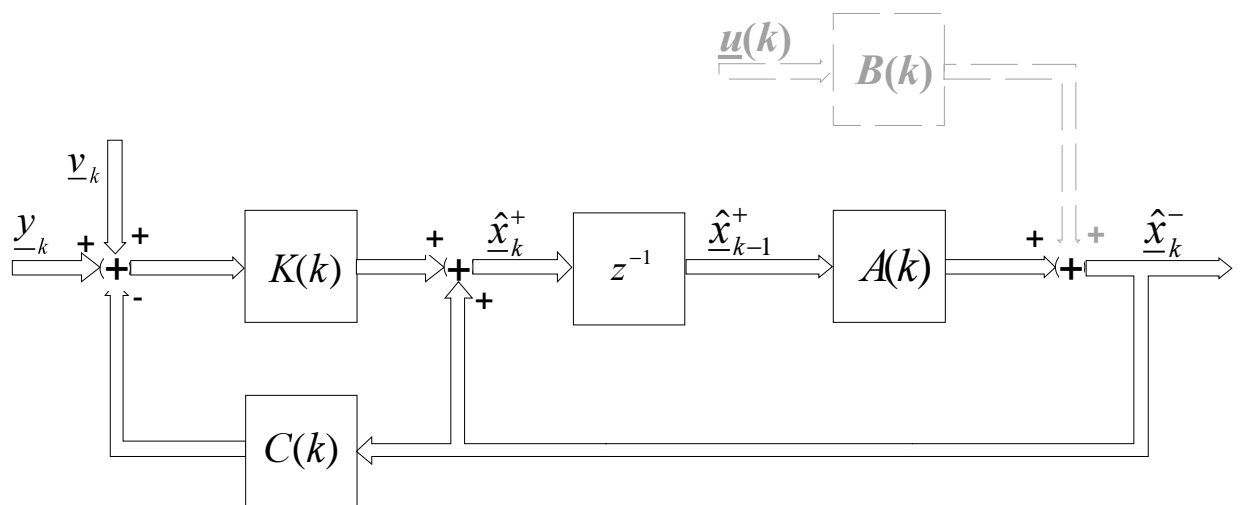


Abbildung 6.2 : Struktur des Kalman-Filters zur Prädiktion

6.2.3 Ermittlung der Filterparameter

Um das im vorherigen Abschnitt beschriebene Filter einsetzen zu können, muß nun eine Parametrierung erfolgen. Das Meßrauschen, das Prozeßrauschen und der Korrelationsparameter werden mittels Analyse langer Zeitreihen bestimmt. Die erforderlichen Meßdaten wurden durch Versuchsfahrten ermittelt.

6.2.3.1 Das Meßrauschen

Die Ermittlung des Meßrauschens erfolgt offline. Das Meßsignal wird zunächst mit Hilfe einer "zero-phase"-Filterung von den Meßstörungen befreit. Eine anschließende Subtraktion beider Zeitreihen ergibt die reine Meßstörung $v(t)$. Die Abbildungen 6.3 und 6.4 zeigen das Meßrauschen und seine Autokorrelationsfunktion.

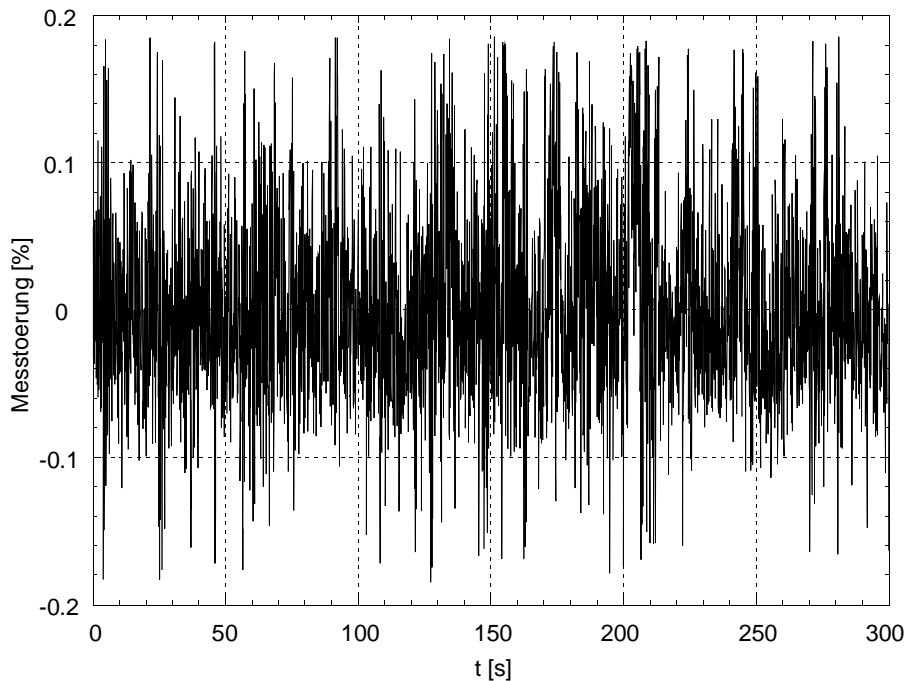


Abbildung 6.3 : *Das Meßrauschen des effektiven Strömungsquerschnitts*

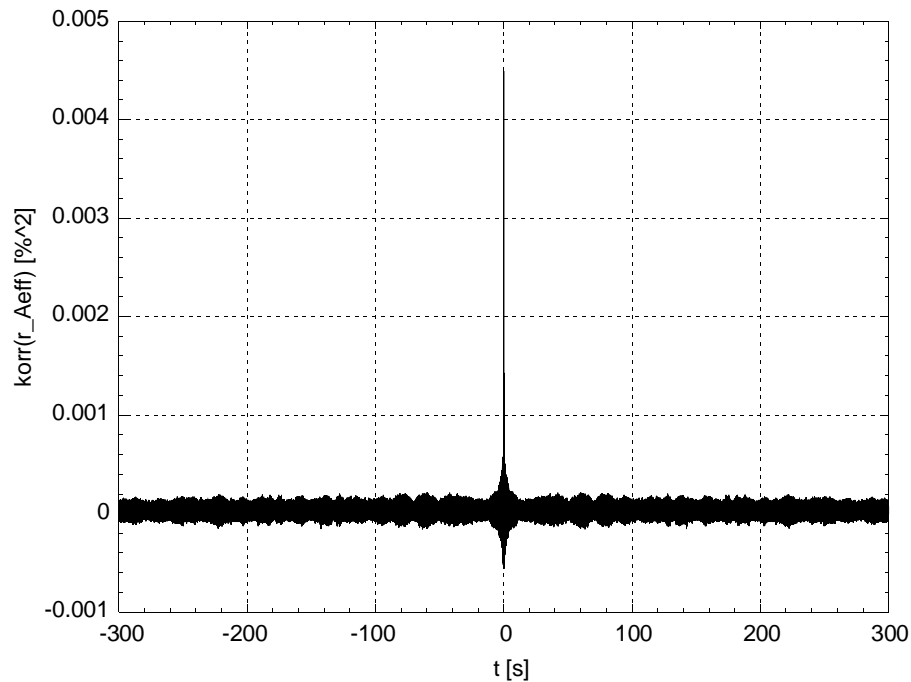


Abbildung 6.4 : Die Autokorrelationsfunktion des Meßrauschens

6.2.3.2 Das Prozeßrauschen

Zur Bestimmung des Prozeßrauschens muß der Parameter q^* aus (6.21) so ermittelt werden, daß die Realität möglichst gut approximiert wird. Gleichung (6.33) stellt die allgemeine Lösung der Differentialgleichung für die Änderungsgeschwindigkeit des Strömungsquerschnitts dar.

$$x_2(\varphi) = e^{-\frac{\beta}{6N}(\varphi-\varphi_0)} \cdot x_2(\varphi_0) + \int_{\varphi_0}^{\varphi} e^{-\frac{\beta}{6N}(\varphi-\vartheta)} \cdot w^*(\vartheta) \cdot d\vartheta \quad (6.33)$$

Der Rauschprozeß $w^*(\vartheta)$ ist mittelwertfrei und so ergibt sich für den Erwartungswert der Änderungsgeschwindigkeit:

$$E\{x_2(\varphi)\} = e^{-\frac{\beta}{6N}(\varphi-\varphi_0)} \cdot E\{x_2(\varphi_0)\} \quad (6.34)$$

Da das Öffnen und Schließen der Drosselklappe gleich häufig auftritt, existiert keine Vorzugsrichtung der Geschwindigkeit:

$$E\{x_2(\varphi_0)\} = 0 \quad (6.35)$$

Die Kovarianz lautet:

$$\begin{aligned}
 P_{x_2x_2}(\varphi) &= E\left\{\left(x_2(\varphi) - E\{x_2(\varphi)\}\right)^2\right\} = E\{x_2(\varphi)^2\} \\
 &= E\left\{\left[e^{\frac{\beta}{6N}(\varphi-\varphi_0)} \cdot x_2(\varphi_0) + \int_{\varphi_0}^{\varphi} e^{\frac{\beta}{6N}(\varphi-\varphi_1)} \cdot w^*(\varphi_1) \cdot d\varphi_1 \right] \right. \\
 &\quad \left. \cdot e^{\frac{\beta}{6N}(\varphi-\varphi_0)} \cdot x_2(\varphi_0) + \int_{\varphi_0}^{\varphi} e^{\frac{\beta}{6N}(\varphi-\varphi_2)} \cdot w^*(\varphi_2) \cdot d\varphi_2 \right\}
 \end{aligned} \tag{6.36}$$

Da $w(\varphi)$ unabhängig von allen vorangegangenen Geschwindigkeitswerten von x_2 ist, verschwinden bei (6.36) die Mischterme und man erhält:

$$P_{x_2x_2}(\varphi) = e^{\frac{2\beta(\varphi-\varphi_0)}{6N}} \cdot E\{x_2(\varphi_0)^2\} + \int_{\varphi_0}^{\varphi} \int_{\varphi_0}^{\varphi} e^{\frac{\beta(2\varphi-\varphi_1-\varphi_2)}{6N}} \cdot E\{w^*(\varphi_1) \cdot w^*(\varphi_2)\} \cdot d\varphi_1 \cdot d\varphi_2 \tag{6.37}$$

Durch weiteres Umformen ergibt sich mit (6.37) und unter Berücksichtigung der Erwartungswertfreiheit die Beziehung:

$$\begin{aligned}
 P_{x_2x_2}(\varphi) &= e^{\frac{2\beta(\varphi-\varphi_0)}{6N}} \cdot P_{x_2x_2}(\varphi_0) + \int_{\varphi_0}^{\varphi} \int_{\varphi_0}^{\varphi} e^{\frac{\beta(2\varphi-\varphi_1-\varphi_2)}{6N}} \cdot q^* \cdot \delta(\varphi_1 - \varphi_2) \cdot d\varphi_1 \cdot d\varphi_2 \\
 &= e^{\frac{2\beta(\varphi-\varphi_0)}{6N}} \cdot P_{x_2x_2}(\varphi_0) + \int_{\varphi_0}^{\varphi} e^{\frac{2\beta(\varphi-\varphi_1)}{6N}} \cdot q^* \cdot d\varphi_1
 \end{aligned} \tag{6.38}$$

wobei nur die Siebeigenschaft des Dirac-Stoßes im Integral ausgenutzt wurde.

Durch Integration erhält man das Endergebnis:

$$P_{x_2x_2}(\varphi) = e^{\frac{2\beta(\varphi-\varphi_0)}{6N}} \cdot P_{x_2x_2}(\varphi_0) + \frac{q^* \cdot 3N}{\beta} \cdot \left[1 - e^{\frac{2\beta(\varphi-\varphi_0)}{6N}} \right] \tag{6.39}$$

Betrachtet man nun lange Zeitabschnitte, d.h., φ_0 strebt gegen $-\infty$, so erhält man aus (6.39) durch Grenzwertbildung:

$$\lim_{\varphi_0 \rightarrow -\infty} P_{x_2x_2}(\varphi) = \frac{q^* \cdot 3N}{\beta} \tag{6.40}$$

Durch Messungen der Drosselklappenbewegung ist bekannt, daß die Obergrenze σ_v^2 der Geschwindigkeitsvarianz (Varianz von x_2) nur selten überschritten wird. Demzufolge kann die Rausleistungsdichte q^* des Prozeßrauschens unter Kenntnis des Korrelationsparameters β abgeschätzt werden:

$$q^* = \frac{\beta \cdot \sigma_v^2}{3N} \tag{6.41}$$

Abbildung 6.5 zeigt einen typischen Verlauf des Drosselklappenöffnungsquerschnitts.

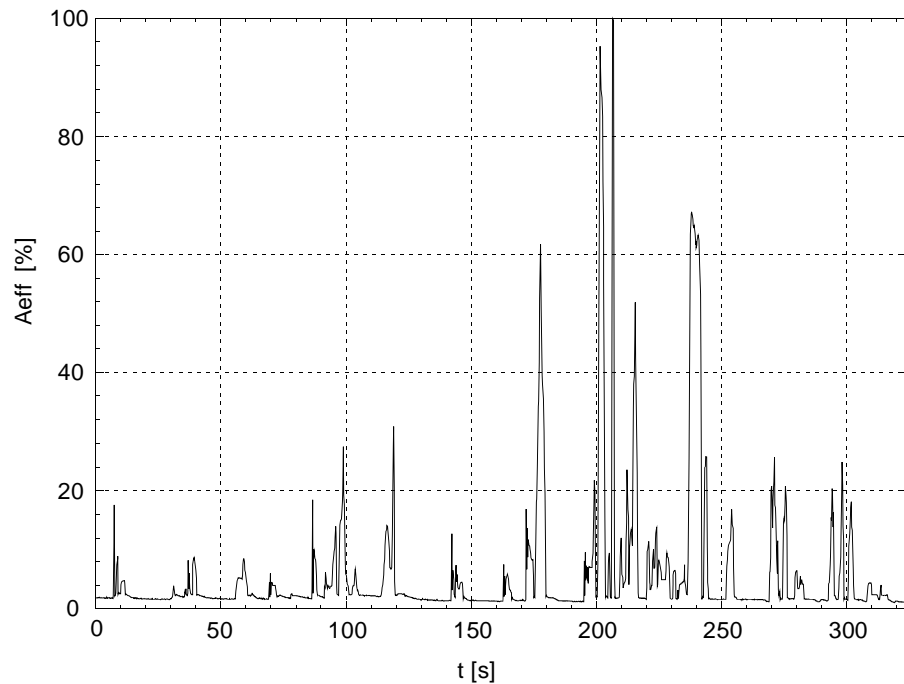


Abbildung 6.5 : *Typischer Verlauf des effektiven Strömungsquerschnitts*

Abb. 6.6 zeigt den Zustand x_2 , d.h. die Änderungsgeschwindigkeit dieses Querschnitts.

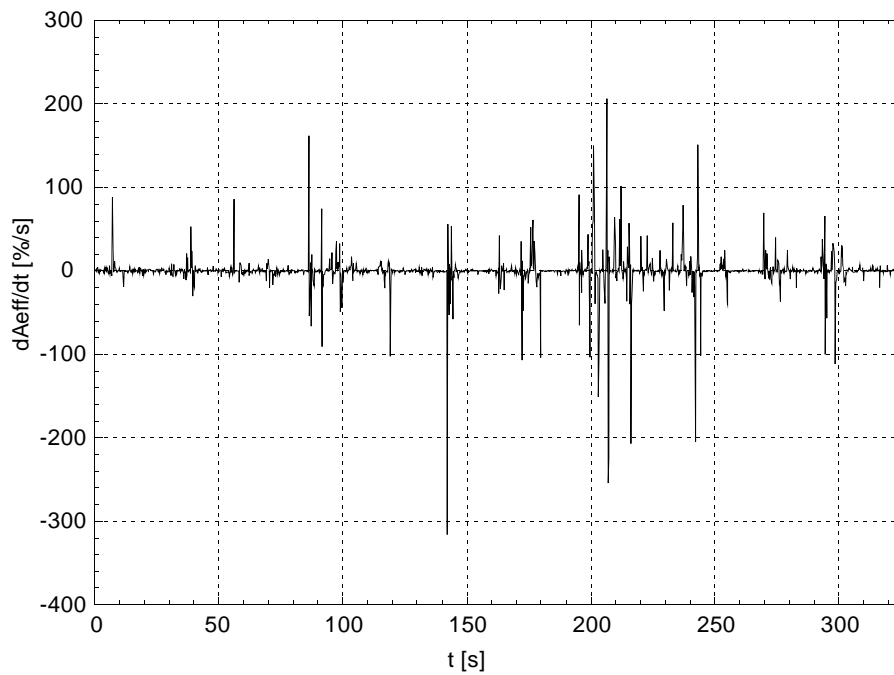


Abbildung 6.6 : *Änderungsgeschwindigkeit des effektiven Strömungsquerschnitts*

6.2.3.3 Der Korrelationsparameter der Drosselklappengeschwindigkeit

Die Drosselklappengeschwindigkeit wird als zeitlich gesehen negativ autokorrelierte Größe modelliert. Die Korrelation wird im Zeitbereich untersucht, da die Betätigung der Drosselklappe ausschließlich vom Fahrer abhängt. Der Korrelationsparameter wird im Zeitbereich konstant angenommen. Ein typisches Merkmal für farbige, mittelwertfreie Rauschprozesse sind ihre exponentialförmig abfallenden Autokorrelationsfunktionen. Diese Eigenschaft soll zur Ermittlung des Korrelationsparameters genutzt werden.

Die Korrelationsfunktion lautet:

$$\text{korr}\{x_2(t_1), x_2(t_2)\} = E \left\{ x_2(t_1) \cdot \left[e^{-\beta(t_2-t_1)} \cdot x_2(t_1) + \int_{\varphi_1}^{\varphi_2} e^{-\beta(t_2-\xi)} \cdot w(\xi) \cdot d\xi \right] \right\} \quad (6.42)$$

$w(\varphi)$ und $x_2(\varphi)$ sind voneinander unabhängig. Für die Korrelationsfunktion ergibt sich dann:

$$\text{korr}\{x_2(t_1), x_2(t_2)\} = e^{-\beta(t_2-t_1)} \cdot P_{x_2x_2}(t_1) \quad (6.43)$$

Der Korrelationsparameter β stellt die inverse Zeitkonstante τ_c der abfallenden Exponentialfunktion dar. In Abbildung 6.7 ist der Drosselklappenverlauf (geom. Öffnungsquerschnitt) eines Fahrzyklusses in der Stadt, seine zeitliche Ableitung und die Autokorrelationsfunktion der Änderungsgeschwindigkeit dargestellt.

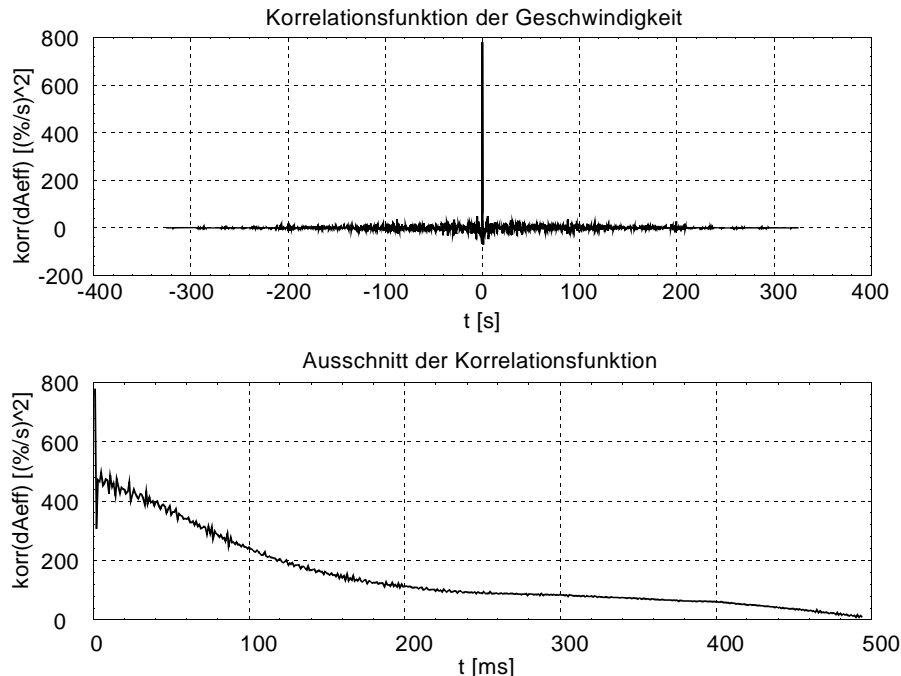


Abbildung 6.7: Die Autokorrelationsfunktion der Änderungsgeschwindigkeit des effektiven Strömungsquerschnitts

Die Geschwindigkeit stellt das farbige Rauschen dar. Eine der Autokorrelationsfunktion der Geschwindigkeit angenäherten Exponentialfunktion, hat eine Zeitkonstante von $\tau_c = 0.12 \text{ sec}$.

Dies bedeutet, daß die Korrelation der Drosslklappengeschwindigkeit für den Zeitpunkt $t - \tau_c$ den Wert $1/e$ angenommen hat. Die Größe der Korrelationszeitkonstante charakterisiert praktisch das "Gedächtnis" des Systems.

6.2.4 Stabilitätsuntersuchung des Prädiktionsverfahrens

Aufgrund der linearen Eigenschaft des Prädiktors können die Stabilitätskriterien für lineare Kalman-Filter aus Kap. 3.1.2.1 angewendet werden. Zum Nachweis globaler, gleichmäßiger und asymptotischer Stabilität ist die Forderung nach stochastischer Steuerbarkeit bei gleichzeitiger stochastischer Beobachtbarkeit hinreichend. Setzt man die zuvor gewonnenen Größen in die Gleichung für stochastische Steuerbarkeit (3.33) ein, so ergibt sich folgende Beziehung:

$$\alpha_1 \cdot I \leq \sum_{j=i-N+1}^i \Phi(\varphi_i, \varphi_j) \cdot G \cdot q^* \cdot G^T \cdot \Phi(\varphi_i, \varphi_j)^T \leq \alpha_2 \cdot I \quad (6.44a)$$

$$\text{Mit } G = \begin{bmatrix} 0 \\ 1 \end{bmatrix} \quad \text{und} \quad \Phi(\varphi_i, \varphi_j) = \begin{bmatrix} 1 & \frac{1}{\beta} \cdot \left(1 - e^{-\frac{\beta}{6N}(\varphi_i - \varphi_j)} \right) \\ 0 & e^{-\frac{\beta}{6N}(\varphi_i - \varphi_j)} \end{bmatrix} \quad (6.44b)$$

Das Ausmultiplizieren der Matrizen ergibt:

$$\alpha_1 \cdot I \leq q^*(k) \cdot \underline{Z} \leq \alpha_2 \cdot I \quad (6.45)$$

mit

$$\underline{Z} = \begin{bmatrix} z_{11} & z_{12} \\ z_{21} & z_{22} \end{bmatrix} = \sum_{j=i-k+1}^i \begin{bmatrix} \frac{1}{\beta^2} \cdot \left(1 - e^{-\frac{\beta}{6N}(\varphi_i - \varphi_j)} \right)^2 & \frac{1}{\beta} \cdot \left(1 - e^{-\frac{\beta}{6N}(\varphi_i - \varphi_j)} \right) \cdot e^{-\frac{\beta}{6N}(\varphi_i - \varphi_j)} \\ \frac{1}{\beta} \cdot \left(1 - e^{-\frac{\beta}{6N}(\varphi_i - \varphi_j)} \right) \cdot e^{-\frac{\beta}{6N}(\varphi_i - \varphi_j)} & e^{-\frac{\beta}{3N}(\varphi_i - \varphi_j)} \end{bmatrix} \quad (6.46)$$

Eine Variablentransformation ergibt für die Elemente der Matrix auf der Hauptdiagonalen :

$$z_{11} = \frac{1}{\beta^2} \left(k - 2 \cdot \sum_{m=0}^{k-1} \left(e^{-\frac{\beta}{6N} \Delta\varphi(k-1-m)} \right) + \sum_{m=0}^{k-1} \left(e^{-\frac{\beta}{3N} \Delta\varphi(k-1-m)} \right) \right) \quad (6.47)$$

$$z_{22} = \sum_{m=0}^{k-1} \left(e^{-\frac{\beta}{3N} \Delta\varphi(k-1-m)} \right) \quad (6.48)$$

In den folgenden Schritten werden die endlichen Reihen in unendliche Reihen umgewandelt.

$$z_{22} = \sum_{m=0}^{k-1} \left(e^{-\frac{\beta}{3N} \Delta\varphi m} \right) = \sum_{m=0}^{\infty} \left(e^{-\frac{\beta}{3N} \Delta\varphi m} \right) - \sum_{m=k}^{\infty} \left(e^{-\frac{\beta}{3N} \Delta\varphi m} \right) \quad (6.49)$$

$$\begin{aligned}
 z_{22} &= e^{-\frac{\beta}{3 \cdot N} \cdot \Delta \varphi \cdot 0} - e^{-\frac{\beta}{3 \cdot N} \cdot \Delta \varphi \cdot k} + e^{-\frac{\beta}{3 \cdot N} \cdot \Delta \varphi \cdot 1} - e^{-\frac{\beta}{3 \cdot N} \cdot \Delta \varphi \cdot (k+1)} + \dots + e^{-\frac{\beta}{3 \cdot N} \cdot \Delta \varphi \cdot \infty} - e^{-\frac{\beta}{3 \cdot N} \cdot \Delta \varphi \cdot (k+\infty)} \\
 &= e^{-\frac{\beta}{3 \cdot N} \cdot \Delta \varphi \cdot 0} \left(1 - e^{-\frac{\beta}{3 \cdot N} \cdot \Delta \varphi \cdot k} \right) + e^{-\frac{\beta}{3 \cdot N} \cdot \Delta \varphi \cdot 1} \left(1 - e^{-\frac{\beta}{3 \cdot N} \cdot \Delta \varphi \cdot k} \right) + \dots + e^{-\frac{\beta}{3 \cdot N} \cdot \Delta \varphi \cdot \infty} \left(1 - e^{-\frac{\beta}{3 \cdot N} \cdot \Delta \varphi \cdot k} \right)
 \end{aligned} \tag{6.50}$$

$$z_{22} = \left(1 - e^{-\frac{\beta}{3 \cdot N} \cdot \Delta \varphi \cdot k} \right) \cdot \sum_{m=0}^{\infty} \left(e^{-\frac{\beta}{3 \cdot N} \cdot \Delta \varphi} \right)^m \tag{6.51}$$

Für z_{11} ergibt sich analog zu z_{22} :

$$z_{11} = \frac{1}{\beta^2} \left(k - 2 \cdot \left(1 - e^{-\frac{\beta}{6 \cdot N} \cdot \Delta \varphi \cdot k} \right) \cdot \sum_{m=0}^{\infty} \left(e^{-\frac{\beta}{6 \cdot N} \cdot \Delta \varphi} \right)^m + \left(1 - e^{-\frac{\beta}{3 \cdot N} \cdot \Delta \varphi \cdot k} \right) \cdot \sum_{m=0}^{\infty} \left(e^{-\frac{\beta}{3 \cdot N} \cdot \Delta \varphi} \right)^m \right) \tag{6.52}$$

Die Elemente z_{11} und z_{22} sind also Funktionen aus Reihen der Form $\sum_{m=0}^{\infty} a^m$. Deshalb muß für die Beschränktheit der Funktionen nur die Konvergenz dieser geometrischen Reihen nachgewiesen werden. Dies kann anhand des Quotientenkriteriums erfolgen: Eine Reihe konvergiert, wenn eine natürliche Zahl M existiert, so daß für

$$\begin{aligned}
 &\sum_{m=0}^{\infty} a_m, \quad a_m > 0 \text{ gilt:} \\
 &\frac{a_{m+1}}{a_m} \leq q < 1 \quad \text{für } m \geq M \quad \text{und } 0 < q < 1
 \end{aligned} \tag{6.53}$$

Dies bedeutet für die Anwendung:

$$\frac{(e^{-\gamma})^{m+1}}{(e^{-\gamma})^m} = e^{-\gamma} = g < 1 \quad \text{da} \quad \gamma > 0 \tag{6.54}$$

Die Konvergenz der geometrischen Reihen ist somit nachgewiesen und daraus folgt die Beschränktheit der Matrixelemente $z_{k,l}$, das System ist somit stochastisch steuerbar.

Mit der gleichen Vorgehensweise erhält man aus der Bedingung für stochastische Beobachtbarkeit:

$$\alpha_1 \cdot I \leq \sum_{j=i-k+1}^i \Phi(\varphi_j, \varphi_i)^T \cdot C^T \cdot \frac{1}{r} \cdot C \cdot \Phi(\varphi_j, \varphi_i) \leq \alpha_2 \cdot I \tag{6.55}$$

$$\alpha_1 \cdot I \leq \frac{1}{r} \cdot Y \leq \alpha_2 \cdot I \tag{6.56}$$

$$\underline{Y} = \begin{bmatrix} y_{11} & y_{12} \\ y_{21} & y_{22} \end{bmatrix} = \sum_{j=i-k+1}^i \begin{bmatrix} 1 & \frac{1}{\beta} \cdot \left(1 - e^{-\frac{\beta}{6N}(\varphi_i - \varphi_j)} \right) \\ \frac{1}{\beta} \cdot \left(1 - e^{-\frac{\beta}{6N}(\varphi_i - \varphi_j)} \right) & \frac{1}{\beta^2} \cdot \left(1 - e^{-\frac{\beta}{6N}(\varphi_i - \varphi_j)} \right)^2 \end{bmatrix} \quad (6.57)$$

$$y_{11} = k$$

$$y_{22} = \frac{1}{\beta^2} \left(k - 2 \cdot \left(1 - e^{-\frac{\beta}{6N} \Delta \varphi k} \right) \cdot \sum_{m=0}^{\infty} \left(e^{-\frac{\beta}{6N} \Delta \varphi} \right)^m + \left(1 - e^{-\frac{\beta}{3N} \Delta \varphi k} \right) \cdot \sum_{m=0}^{\infty} \left(e^{-\frac{\beta}{3N} \Delta \varphi} \right)^m \right) \quad (6.58)$$

Auch diese beiden Elemente der Matrix Y sind aufgrund der Konvergenz der in ihnen vorkommenden Reihen beschränkt. Das System ist stochastisch beobachtbar. Somit wäre die globale, gleichmäßige, asymptotische Stabilität dieses Kalman-Filters nachgewiesen.

Eine Betrachtung der Pole der homogenen Schätzgleichung des Kalman-Filters veranschaulicht die Stabilitätsbetrachtung (Abb. 6.8).

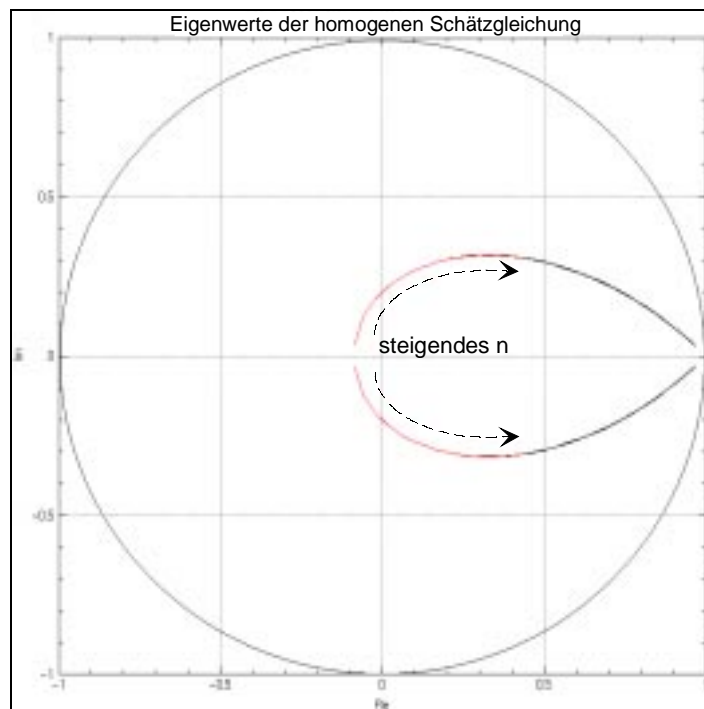


Abbildung 6.8 : Die Pole der homogenen Schätzgleichung im eingeschwungenen Zustand

Die Pole können zwar nicht explizit, jedoch für den eingeschwungenen Zustand des Kalman-Filters ermittelt werden. Sie sind abhängig von der Drehzahl N , der Filterschrittweite $\Delta \varphi$ und dem Korrelationsparameter β . Da Filterschrittweite und Korrelationsparameter nach dem Entwurf des Filters fest sind, bleibt nur eine Abhängigkeit von der Drehzahl.

Die beiden konjugiert komplexen Pole der homogenen Schätzgleichung bewegen sich bei konstantem β mit steigender Drehzahl in Richtung 1. Der hervorgehobene Abschnitt gehört zur Filterschrittweite $\Delta\varphi = 720^\circ \text{KW}$.

6.3 Integration der Drosselklappenprädiktion in das Lastschätzverfahren

Ziel ist es, ausgehend vom aktuellen Zeitpunkt, die zylinderindividuellen Luftmassen für das jeweils folgende Arbeitsspiel zu berechnen. Im ungünstigsten Fall bedeutet dies eine Prädiktion der Luftmassen um 720°KW .

Die Lastprädiktion kann nur in den Gleichungen des time updates erfolgen, da für den Prädiktionszeitraum weder aktuellere Meßwerte, noch Eingangswerte zur Verfügung gestellt werden können. Basierend auf die im measurement update mit den Meßwerten aktualisierten Zustände werden im ersten Schritt des time updates die Zustände des Drosselklappenmodells und der Saugrohrdifferentialgleichungen unabhängig voneinander um einen Abtastschritt vorausberechnet.

Vor der Aktualisierung dieser Prädiktionswerte durch das measurement update werden die Prädiktionsgleichungen erneut $720 / \Delta\varphi$ mal rekursiv berechnet, d.h., es werden jeweils die prädierten Zustände der letzten Prädiktion und nicht die aktualisierten Zustände des measurement updates in die Prädiktionsgleichungen eingesetzt. Das Drosselklappen- und Saugrohrmodell wird ohne erneute Stell- und Meßgrößeninformation um 720°KW vorwärts berechnet.

Mit Gleichung (6.59) erfolgt die Prädiktion um einen Arbeitsschritt $\Delta\varphi$. Für $n=1$ entspricht diese Berechnung dem time update für den Zeitpunkt k . Diese Gleichung muß $720 / \Delta\varphi$ mal rekursiv berechnet werden, um den maximalen Prädiktionshorizont von 720° zu erreichen. Die Ergebnisvektoren können schließlich zu einer Prädiktionsmatrix zusammengefaßt werden (6.59a). Dabei entspricht die erste Zeile der Matrix dem transponierten, prädierten Zustandsvektor der ursprünglichen Form des time updates. In den Gleichungen des measurement updates wird ausschließlich diese erste Zeile eingesetzt. Die Modellgleichungen des Saugrohr- und Pulsationsmodells bleiben bis auf die Berechnung des Luftmassenstromes an der Drosselklappe unverändert.

$$\underline{x}_{\text{prä}}(k, n) = \begin{bmatrix} A_{DD} \cdot \begin{bmatrix} A_{\text{geo}}^-(k+n-1) \\ dA_{\text{geo}}^-(k+n-1) \end{bmatrix} \\ \left[\begin{array}{c} p_{S_{i+1}} = p_{S_i} + f_p(p_{S_i}, T_{LS_i}) \cdot \frac{\Delta\varphi}{K_\Delta} \\ T_{LS_{i+1}} = T_{S_i} + f_T(T_{LS_i}, p_{S_i}) \cdot \frac{\Delta\varphi}{K_\Delta} \\ \xi_{S_{i+1}} = A_{D\xi}^* \cdot \xi_{S_i} \end{array} \right]_{i=0}^{i=K_\Delta-1} \\ \begin{bmatrix} \cos(\tilde{\alpha}) & -\sin(\tilde{\alpha}) \\ \sin(\tilde{\alpha}) & \cos(\tilde{\alpha}) \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} s_1^-(k+n-1) \\ s_2^-(k+n-1) \end{bmatrix} \end{bmatrix} \quad (6.59)$$

$$L_{prä}(k, n, \underline{x}_{prä}) = \begin{bmatrix} \underline{x}_{prä}^T(k, 1) \\ \vdots \\ \underline{x}_{prä}^T(k, n) \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} A_{geo}^-(k+1) & \cdots & s_2^-(k+1) \\ \vdots & \ddots & \vdots \\ A_{geo}^-(k+n) & \cdots & s_2^-(k+n) \end{bmatrix} \quad (6.59a)$$

mit den Startwerten für die Prädiktion:

$$\begin{bmatrix} p_S^-(n=1) \\ T_{LS}^-(n=1) \\ \xi_S^-(n=1) \\ s_1^-(n=1) \\ s_2^-(n=1) \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} p_S^+(k) \\ T_{LS}^+(k) \\ \xi_S^+(k) \\ s_1^+(k) \\ s_2^+(k) \end{bmatrix} \quad (6.60)$$

und den Startwerten für das Integrationsverfahren:

$$\begin{bmatrix} p_{S_i}(i=0) \\ T_{LS_i}(i=0) \\ \xi_{S_i}(i=0) \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} p_S^-(k+n-1) \\ T_{LS}^-(k+n-1) \\ \xi_S^-(k+n-1) \end{bmatrix} \quad (6.61)$$

Der geometrische Öffnungsquerschnitt ist in Gl. (6.62) keine Eingangsgröße, sondern entspricht dem Schätzwert (beziehungsweise dem Prädiktionswert) des ersten Zustandes des Prädiktionsfilters, um die Dynamik der Drosselklappe mitberücksichtigen zu können.

$$\tilde{m}_{LDK} = \hat{A}_{geo}(\alpha) \cdot c_D(\alpha) \cdot (1 + \xi_S) \cdot P_a \cdot \sqrt{\frac{2}{R_i \cdot T_a}} \cdot \psi(P_s, P_a, \gamma) \quad (6.62)$$

6.4 Ergebnisse der Lastprädiktion

Ein direkter Vergleich zwischen prädizierten und tatsächlichen Zylinderluftmassen ist analog zur Problematik der Lasterfassung aus Kap. 5 nur bedingt möglich, da meßtechnisch keine Referenzluftmassen ermittelt werden können. Aus diesem Grund erfolgt zunächst die Ergebnisdarstellung der reinen Drosselklappenprädiktion. Die Effektivität der Totzeitkompensation (Lastprädiktion) wird dann durch einen Vergleich zwischen den prädizierten und den nach der Totzeit tatsächlich durch die Lasterfassung geschätzten Zylinderluftmassen dargestellt.

6.4.1 Ergebnis der Drosselklappenprädiktion

Abbildung 6.9 stellt den kurbelwinkelabhängigen Verlauf des effektiven Strömungsquerschnitts (Stadtzyklus), sowie seine Prädiktionswerte für unterschiedliche Prädiktionshorizonte dar. Zur Beurteilung der Ergebnisse wurden die prädizierten Verläufe um die Beträge der Prädiktionshorizonte nachträglich zurückverschoben.

Die größten Abweichungen treten, wie erwartet, in den Bereichen hoher Beschleunigungen auf. Aufgrund des geringen absoluten Fehlers sind die Abweichungen über den relativ langen Bereich von 350 Arbeitsspielen kaum auflösbar.

Abbildung 6.10 zeigt im ersten Diagramm einen Ausschnitt (die letzten 56 Arbeitsspiele) aus Abbildung 6.9. Das zweite Diagramm stellt die relativen Fehler bei unterschiedlichen Prädiktionshorizonten dar. Der maximale, relative Prädiktionsfehler beträgt im dargestellten Intervall für einen Prädiktionshorizont von 720 Grad -22%, für 540 Grad -14%, für 360 Grad -8% und für 180 Grad -3%.

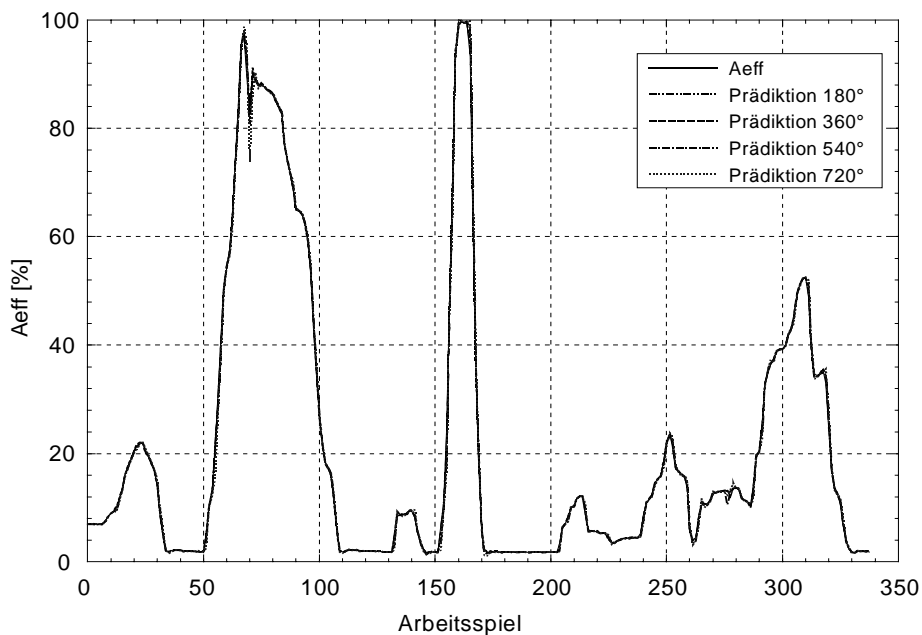


Abbildung 6.9 : *Der prädizierte, effektive Strömungsquerschnitt*

Die relativen Fehler können insbesondere bei niedrigen Strömungsquerschnitten große Werte annehmen. Allerdings wirken sich in diesen Betriebspunkten (Leerlauf, untere Teillast) aufgrund der langsamen Saugrohrdynamik die Drosselklappenfehler geringer auf die Lastprädiktion aus, als bei vergleichsweise großen Strömungsquerschnitten (höheren Lasten).

Die Zustände des Prädiktionsfilters, der normierte, effektive Strömungsquerschnitt und seine Änderungsgeschwindigkeit, sind in Abbildung 6.11 dargestellt.

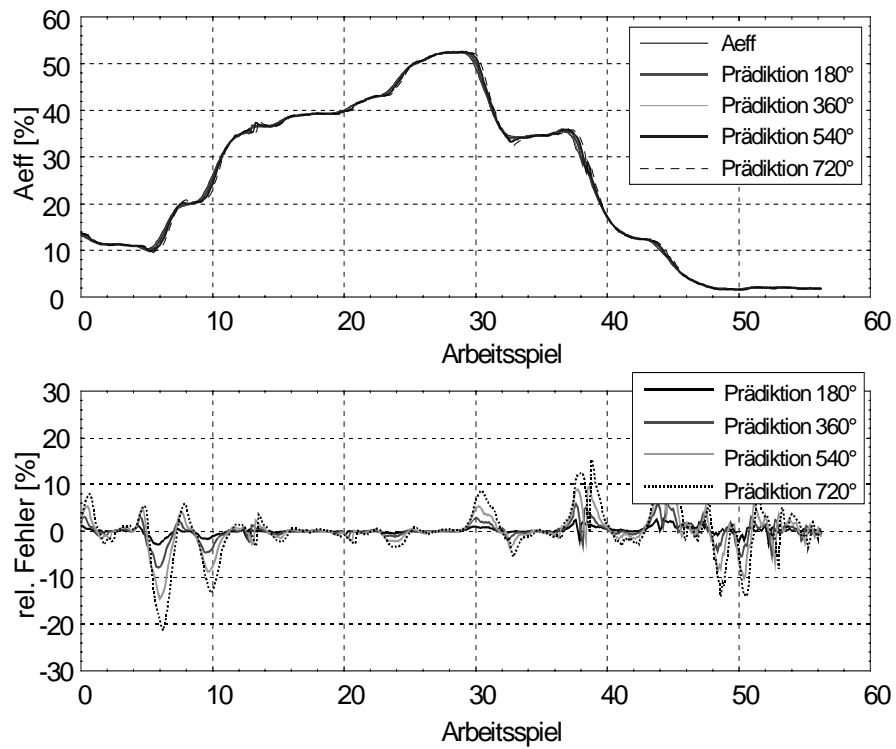


Abbildung 6.10 : Ausschnitt des prädizierten, effektiven Strömungs-querschnitts und sein relativer Fehler

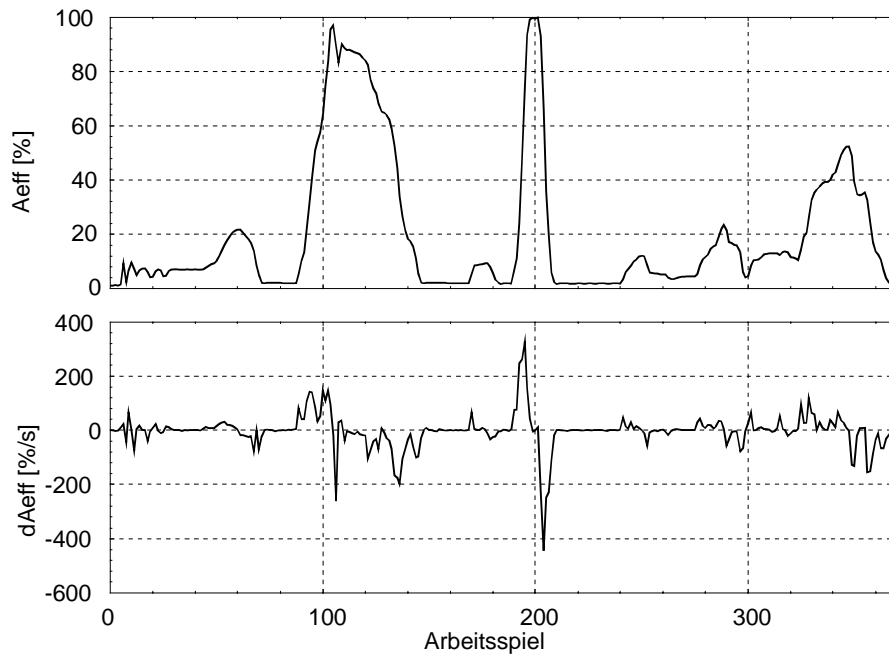


Abbildung 6.11 : Die Zustände des Prädiktionsfilters (der eff. Strömungsquerschnitt und seine Änderungsgeschwindigkeit)

Abbildung 6.12 beschreibt den Verlauf der Kalman-Gains des Prädiktionsfilters. Aufgrund der zeitvarianten Eigenschaft des Filters können sich die Kalman-Gains auch nach der Einschwingphase verändern.

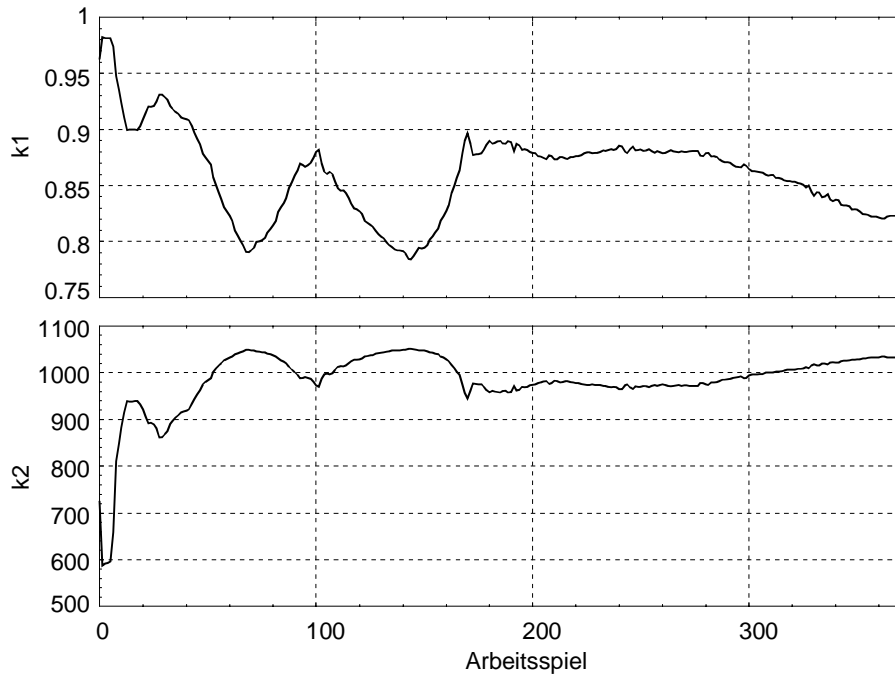


Abbildung 6.12 : Die Kalman-Gains des Prädiktionsfilters

Abbildung 6.13 zeigt die Prädiktionsfehlerkovarianzelemente des Kalman-Filters.

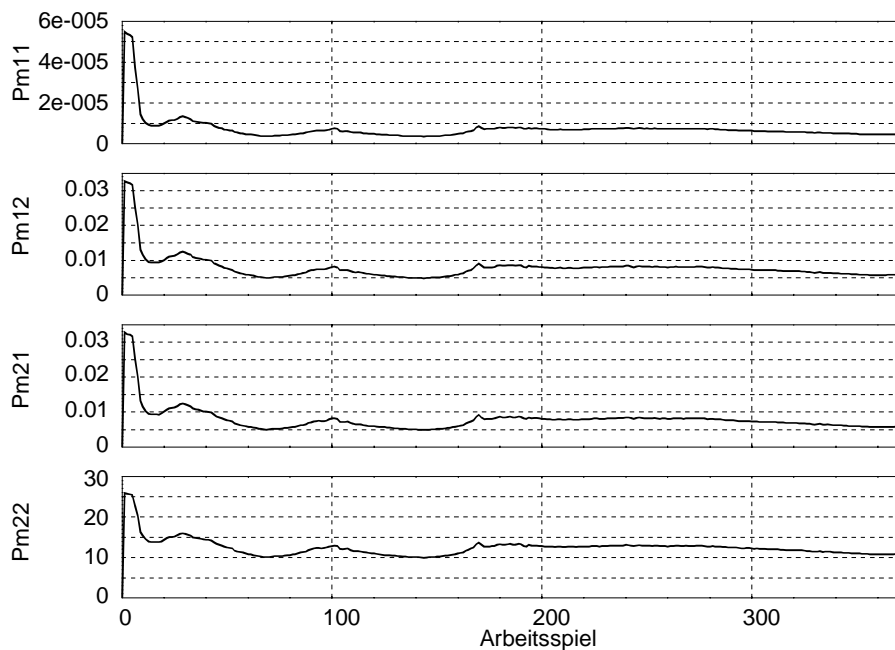


Abbildung 6.13 : Prädiktionsfehlerkovarianzen des Prädiktionsfilters

6.4.2 Ergebnis der Luftmassenprädiktion

Zur Darstellung der Luftmassenprädiktion werden dem in Kap. 6.3 beschriebenen Algorithmus (Lasterfassung mit Prädiktion) die Eingangsgrößen von Abbildung 6.14 zugeführt. Dieser Teilzyklus enthält alle relevanten Lastbereiche (untere Teillast bis Vollast), sowie eine Drehzahlvariation von 1800 bis 2450 U/min. Das Verfahren liefert parallel zum aktuellen Lastschätzwert simultan die Lastprädiktionswerte für 180° , 360° , 540° und 720° . In Abbildung 6.15 sind diese fünf Verläufe in einem Ausschnitt von 30 Arbeitsspielen gegenübergestellt. An diesen Verläufen werden die Vorteile des Verfahrens deutlich. Der Verlauf der um 720° prädizierten Last steigt im Bereich des positiven Sprungs bereits vor der aktuellen Last an. Dies ist nur durch die vorangegangene Prädiktion der Eingangsgröße möglich. Eine, alleine auf das aktuelle Lastsignal gestützte Prädiktion liefert immer schlechtere Ergebnisse. Darüber hinaus sind die Ausgangssignale der Lastsensoren (Drucksensoren, Luftmassensensoren) im allgemeinen wesentlich stärker gestört, als das Ausgangssignal des Drosselklappenwinkelsensors. Durch das differenzierende Verhalten des Prädiktors werden diese Störungen entsprechend verstärkt.

Der wesentliche Nachteil des beschriebenen Prädiktionverfahrens besteht in seiner Sensitivität gegenüber im Modell nicht berücksichtigten Parameterschwankungen. Da das Modell während der Prädiktion nicht mehr korrigiert werden kann (es gibt ja keine neuen Meßwerte), sind bei starken Parameterschwankungen oder Modellierungsfehlern auch stationäre Prädiktionsfehler bis in den Prozentbereich möglich. Diese Eigenschaft kann jedoch durch ein Ausblenden der Prädiktion bei erkanntem Stationärbetrieb zumindest für stationäre Betriebszustände verbessert werden.

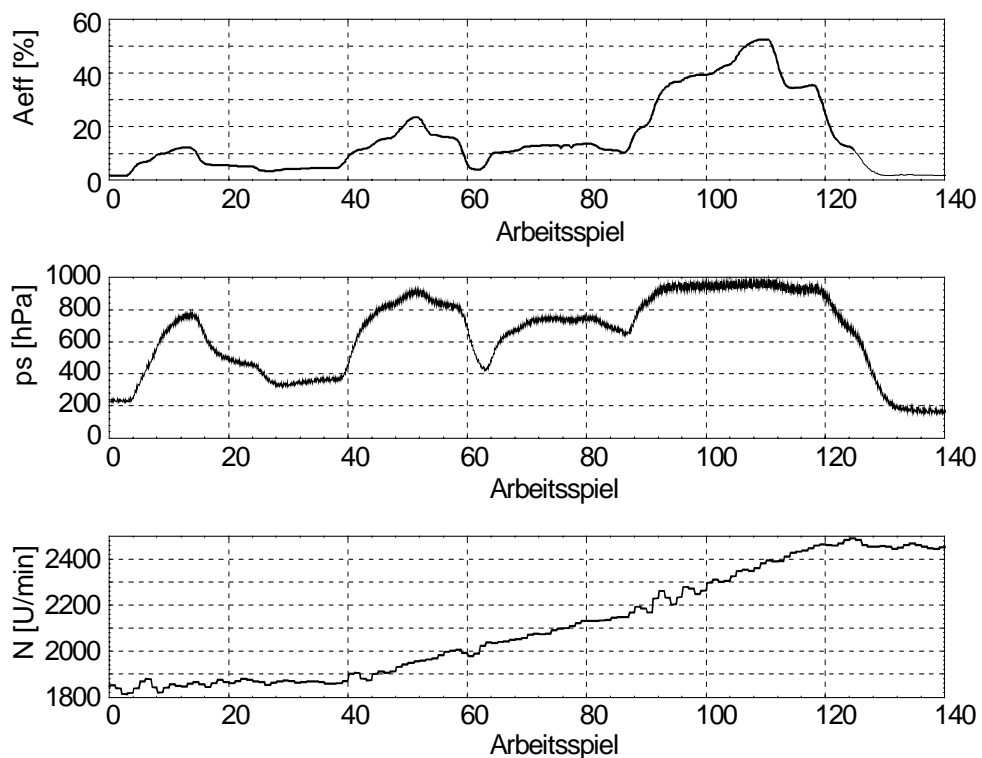


Abbildung 6.14 : Die zentralen Eingangsgrößen für das Lastprädiktionverfahren

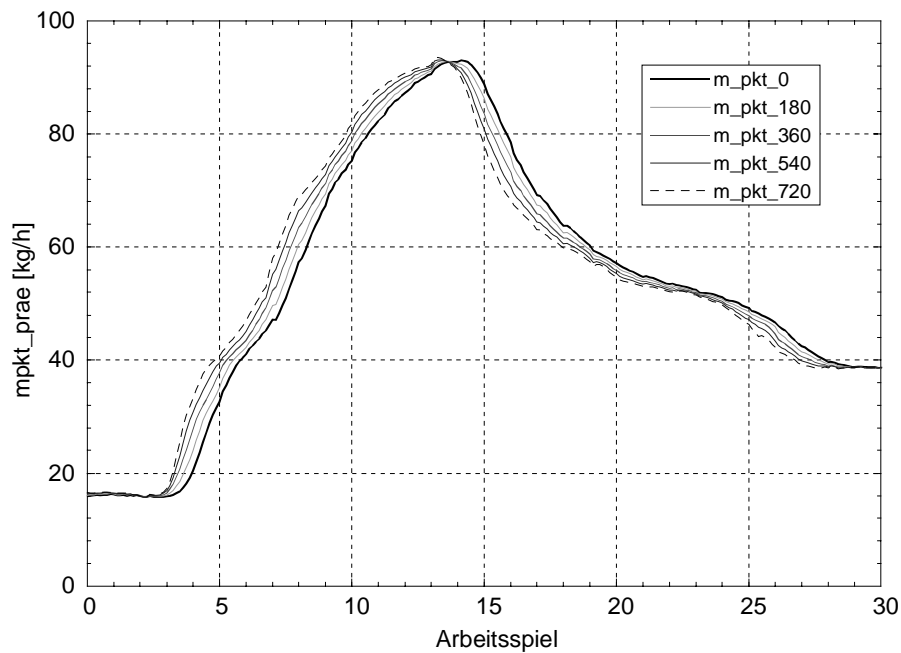


Abbildung 6.15 : Die aktuellen und prädizierten Lastschätzwerte

Die folgenden beiden Abbildungen stellen die relativen Fehler der Lastprädiktion im Vergleich zu einem Verfahren ohne Lastprädiktion bei unterschiedlichen Prädiktionshorizonten dar. Zur Ermittlung des relativen Fehlers werden die prädizierten Verläufe um den Wert des jeweiligen Prädiktionshorizontes zurückverschoben.

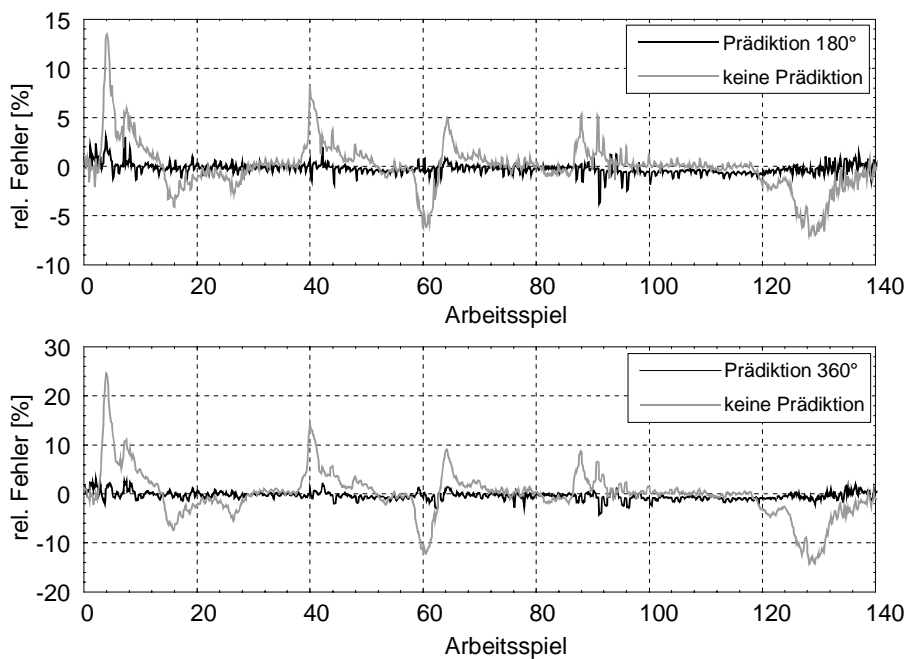


Abbildung 6.16 : Die relativen Prädiktionsfehler für 180° und 360°

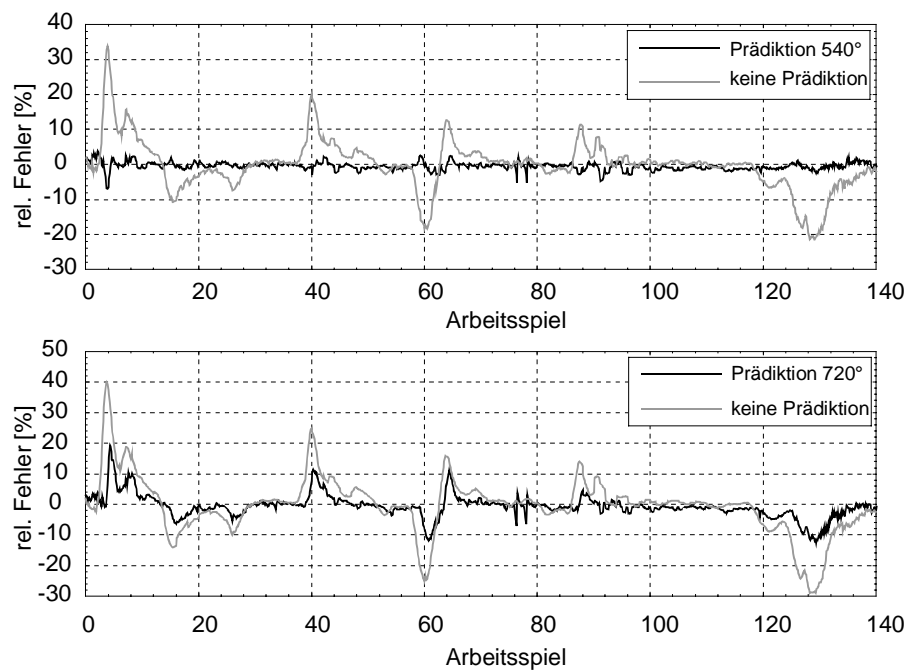


Abbildung 6.17 : Die relativen Prädiktionsfehler für 540° und 720°

Von einigen Ausreißern abgesehen bleibt der relative Fehler bis zu einem Prädiktionshorizont von 360° unterhalb 2.5%. Bei 540° steigt der Betrag des relativen Fehlers in einem unteren Lastbereich auf 7% an. Der maximale Fehler entspricht 19% bei niedriger Last und 720° Prädiktionshorizont.

7 Sensordatenfusion

Das folgende Kapitel stellt ein Verfahren zur Lastberechnung vor, bei dem alle verfügbaren Signale mit einer Lastinformation gleichzeitig verarbeitet werden. Die Gewichtung der einzelnen Sensorinformationen kann dabei durch eine entsprechende stochastische Modellierung dem Betriebspunkt des Motors (Teillast, Vollast, stationär, instationär, ...) angepaßt werden. Das Verfahren ist stark fehlertolerant aufgrund einer hohen Redundanz der Lastinformation.

7.1 *Sensorintegration und Sensorfusion zur Lastbestimmung*

Bei allen konventionellen Lasterfassungsverfahren, sowie auch in dem in Kapitel 5 vorgestellten Kalman-Filter werden die Zylinderluftmassen auf der Basis der Informationen eines Hauptlastsignales ermittelt (Saugrohrdrucksensor, Luftmassensensor oder Drosselklappe in Verbindung mit der Drehzahl). Aufgrund der sich immer stärker verschärfenden Abgasgesetzgebung sind jedoch zusätzliche Lastsensoren für Diagnosefunktionen (OBD II) üblich. Die zusätzlichen Informationen dieser Sensoren werden im allgemeinen nicht zur Unterstützung der Lastberechnung genutzt. Die Sensorsignale sind eindeutig den Prozeßgrößen in den Funktionen zugeordnet (Sensorintegration). Abb. 7.1 stellt Sensorintegration und Sensorfusion bezüglich der Lasterfassungsproblematik gegenüber.

Wird ausschließlich ein Luftmassensensor zur Lasterfassung eingesetzt, so muß das Sensorsignal von Störungen befreit und im Instationärfall zur Kompensation der Saugrohrdynamik gefiltert werden. Pulsationseinflüsse werden normalerweise stationär über Kennfelder kompensiert. Bedingt durch das Meßprinzip liefert der Luftmassensensor bei niedrigen Pulsationsamplituden eine hohe stationäre Genauigkeit. Das Meßverfahren ist stationär robust gegen Schwankungen von Außendruck und Außentemperatur, jedoch empfindlich im Fall von Falschluff im Saugrohr. Instationäre Temperaturänderungen können aus dem Luftmassensignal alleine nicht ermittelt werden.

Saugrohrdruckbasierte Einspritzsysteme benötigen instationär keine Dynamikkompensation (wenn die Temperatureffekte vernachlässigt werden) und zeigen ein robusteres Verhalten bei Falschluff im Saugrohr. Auch stationär ist eine Bestimmung der Frischgastemperatur im Saugrohr erforderlich. Dies ist insbesondere bei veränderlichen Abgasrückführaten nicht unproblematisch und kann zu erheblichen Fehlern bei der Lastberechnung führen. Starke Saugrohrdruckpulsationen führen unkompensiert bei hohen Lastpunkten ebenfalls zu Berechnungsfehlern. Veränderungen der Umgebungsbedingungen (Außendruck und Außentemperatur) müssen berücksichtigt werden. Ein Umgebungsdrucksensor ist in den meisten Fällen nicht verfügbar, so daß auch diese Größe aus Hilfsgrößen (z.B. Drehzahländerung und Drosselklappenwinkel bei negativem Lastsprung) bestimmt werden muß.

Drosselklappenbasierte Systeme benötigen den geringsten Meßaufwand. Für zukünftige Abgasgrenzwerte haben sie jedoch kaum noch Relevanz, da sie über alle Nachteile der genannten Verfahren verfügen. Das System erfordert eine Dynamik- und Pulsationskompensation. Es reagiert empfindlich gegenüber Falschluff im Saugrohr und führt bei einem Sensorausfall (Verlust der Drosselklappenwinkelinformation) immer zu einem Systemausfall. Der wesentliche Vorteil des Drosselklappensignales ist seine hohe instationäre Dynamik.

Die relative Änderung des Strömungsquerschnitts der Drosselklappe liegt etwa eine Größenordnung über der relativen Änderung der Drehzahl und ist die Hauptursache für schnelle Zustandsänderungen im Saugrohr. Sie kann für die Berechnung der Einspritzzeit als Störgröße betrachtet werden und liefert wesentliche Informationen für eine Totzeitkompensation (Kap. 6).

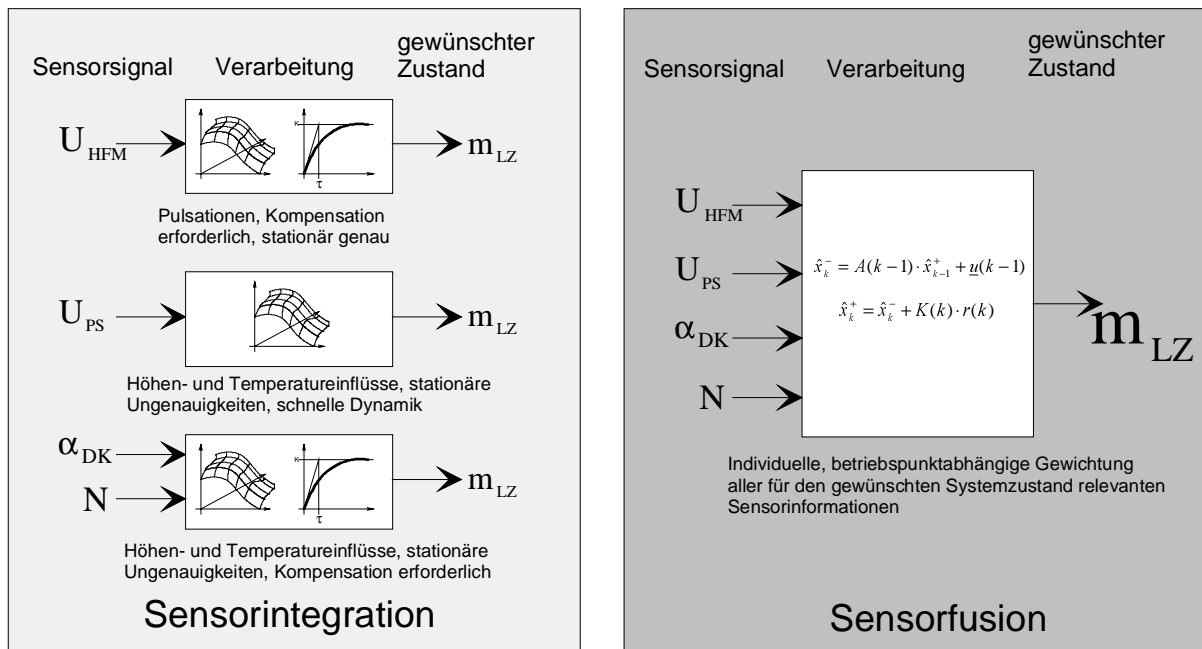


Abbildung 7.1 : Sensorintegration und Sensorfusion zur Lasterfassung

Die rechte Seite von Abb. 7.1 stellt das Prinzip der Sensordatenfusion zur Lasterfassung durch den Einsatz eines Kalman-Filters dar. Alle Sensorsignale mit relevanten Lastinformationen werden gleichzeitig in den System- und Beobachtungsgleichungen verarbeitet. Je nach Betriebspunkt und Genauigkeiten von Sensorinformationen und Modell tragen die einzelnen Sensordaten in unterschiedlichem Maß zum Ergebnis der zu bestimmenden Zustandsgröße bei. So wäre es z.B. sinnvoll, in stationären Betriebspunkten mit geringen Pulsationen, die Daten des Luftmassenmessers zur Lastberechnung stark zu gewichten, während bei instationären Vorgängen die Saugrohrdruckinformation zu genaueren Lastergebnissen führt.

Voraussetzung für die erfolgreiche Anwendung des Verfahrens ist eine angepaßte Modellbildung, um eine möglichst einfache Integration von Expertenwissen zu ermöglichen.

7.2 Modellbildung zur Sensordatenfusion

7.2.1 Die Massenbilanzgleichung als Basis zur Luftmassenbestimmung

Die folgende Modellbildung setzt einen Luftmassensensor und einen Saugrohrdrucksensor voraus. Ausgangspunkt für die Berechnung der Zylinderluftmassen ist die Massenbilanzgleichung (7.1). Wird der Einfluß der Tankentlüftung vernachlässigt, so lautet die Massenbilanzbeziehung für Motoren ohne externe Abgasrückführung.

$$\dot{m}_{LS} = \dot{m}_{LDK} - \dot{m}_{LZyl} \quad (7.1)$$

Die gesuchte Größe ist bekanntlich die vom jeweiligen Zylinder angesaugte Luftmasse m_{LZyl} . Die Einzelzylinderluftmasse kann durch Integration des Gesamtluftmassenstromes über ein Segment bestimmt werden.

$$m_{LZyl}(k+1) = \int_{k \cdot T_{Seg}}^{(k+1) \cdot T_{Seg}} \dot{m}_{LZyl}(t) dt = \int_{k \cdot T_{Seg}}^{(k+1) \cdot T_{Seg}} (\dot{m}_{LDK}(t) - \dot{m}_{LS}(t)) dt \quad (7.2)$$

Wird während der Ansaugphase eine mittlere konstante Saugrohrtemperatur $\overline{T}_S(k)$ angenommen, so kann die Änderung der Luftmasse im Saugrohr sehr einfach aus dem Saugrohrdruck ermittelt werden.

$$\begin{aligned} m_{LZyl}(k+1) &= \int_{k \cdot T_{Seg}}^{(k+1) \cdot T_{Seg}} \dot{m}_{LDK}(t) dt - \frac{V_S}{R_L \cdot \overline{T}_S(k+1)} \cdot \int_{k \cdot T_{Seg}}^{(k+1) \cdot T_{Seg}} \dot{p}_S(t) dt \\ &= \int_{k \cdot T_{Seg}}^{(k+1) \cdot T_{Seg}} \dot{m}_{LDK}(t) dt - \frac{V_S}{R_L \cdot \overline{T}_S(k+1)} \cdot [p_S((k+1) \cdot T_{Seg}) - p_S(k \cdot T_{Seg})] \end{aligned} \quad (7.3)$$

Zur Bestimmung der Zylinderluftmassen sind also der Luftmassenstrom an der Drosselklappe, der Saugrohrdruck und die Saugrohrtemperatur erforderlich.

Der Luftmassenstrom an der Drosselklappe kann durch einen Heißfilmluftmassensensor, der Saugrohrdruck mit Hilfe eines Saugrohrdrucksensors gemessen werden. Die Saugrohrtemperatur wird anhand eines Modells berechnet. Vorteilhaft erscheint bei diesem Ansatz die Verarbeitung der Saugrohrdruckmessungen als Differenzen im zweiten Term von (7.3). Dieser verschwindet im Stationärfall, da sich der Saugrohrdruck nicht ändert. Stationär werden also ausschließlich die Informationen des Luftmassensensors zur Bestimmung der Zylinderluftmassen genutzt. Instationär gehen die Informationen von beiden Sensoren in das Berechnungsergebnis ein.

Bei idealer Betrachtungsweise (ungestörte Sensorsignale, vernachlässigbare Sensordynamik, geringe Temperaturschwankungen) liefert der Ansatz hervorragende Ergebnisse. In der Praxis wird die Effektivität und Genauigkeit des Verfahrens jedoch durch die Randbedingungen realer Motorsysteme stark eingeschränkt:

- Die Dynamik des Luftmassensensors muß berücksichtigt werden.
- Starke Pulsationen im Druck- und Luftmassensignal führen zu erheblichen Meßfehlern.
- Konventionelle Filtertechniken verursachen unerwünschte, zusätzliche Verzögerungen.
- Ein Ausfall des Luftmassensensors verursacht einen Systemausfall.

In den folgenden Abschnitten wird, basierend auf dem beschriebenen Ansatz ein Algorithmus zur Luftmassenschätzung vorgestellt, der die in der Praxis auftretenden Randbedingungen berücksichtigt und zusätzlich den Drosselklappenwinkel als Lastsignal nutzt.

7.2.2 Das Systemmodell

Der Zustandsvektor enthält 5 Zustände, den Saugrohrdruck, die Saugrohrtemperatur, der geometrische Strömungsquerschnitt, sowie dessen zeitliche Ableitung und den Luftmassenstrom des Heißfilmluftmassensensors.

$$\underline{x} = \begin{bmatrix} p_s \\ T_{LS} \\ A_{geo} \\ dA_{geo} \\ \dot{m}_{HFM} \end{bmatrix} \quad (7.4)$$

Die Eingangsgrößen bilden die Drehzahl, Außendruck, Außentemperatur und die Saugrohrwand- bzw. Kühlwassertemperatur.

$$\underline{u} = \begin{bmatrix} N \\ p_a \\ T_a \\ T_{SW} \end{bmatrix} \quad (7.5)$$

Die Modellierung erfolgt analog zu Kap. 5 im Kurbelwinkelbereich, um bei der Berücksichtigung der Druck- und Luftmassenpulsationen eine konstante Frequenz zu erhalten. Die ersten beiden Differentialgleichungen beschreiben die bekannten thermodynamischen Zustandsänderungen von Druck und Temperatur im Saugrohr. Die Modellierung der Drosselklappenbewegung mit Hilfe der beiden Zustände A_{geo} und dA_{geo} bietet mehrere Vorteile.

- Der Strömungsquerschnitt stellt in der modellierten Form die Verkopplung zwischen dem gemessenen Luftmassenstrom und den übrigen Lastsensoren dar.
- Der Luftmassenstrom an der Drosselklappe \dot{m}_{LDK} benötigt im Gegensatz zum Ansatz in Kap. 5 keinen adaptiven Parameter.
- Die Modellierung der Querschnittsänderung als farbiger Rauschprozeß ermöglicht analog zu Kap. 6 eine Totzeitkompensation.

Der farbige Rauschprozeß zur Modellierung des Strömungsquerschnitts an der Drosselklappe spielt darüber hinaus bezüglich Modell- und Parametrierungsfehler eine wesentliche Rolle. Er kann als "elastisches Band" zwischen der Saugrohrdruckdifferentialgleichung und der Differentialgleichung für den Luftmassenstrom am Luftmassensensor interpretiert werden.

Eine starre Kopplung, die z.B. durch die Modellierung des Strömungsquerschnitts als Eingangsgröße realisiert werden kann, führt im Fall von Modell- und Parametrierungsfehlern immer auch zu Fehlern im Saugrohrdruck oder in den Luftmassenströmen.

Die letzte Differentialgleichung des Systemmodells beschreibt das dynamische Verhalten des Heißfilmluftmassensensors (Verzögerungsglied 1. Ordnung).

$$p'_S = \frac{1}{6N} \left\{ \frac{\kappa-1}{V_S} \left[\dot{m}_{LDK} \cdot c_p \cdot T_a - \dot{m}_{LZyl} \cdot c_p \cdot T_{LS} + k \cdot A_S (T_{SW} - T_{LS}) \right] \right\} + w_p^* \quad (7.6)$$

$$T'_{LS} = \frac{1}{6N} \left\{ \frac{T_{LS}}{p_S} \left[p'_S \cdot 6N - \frac{T_{LS} R}{V_S} (\dot{m}_{LDK} - \dot{m}_{LZyl}) \right] \right\} + w_T^* \quad (7.7)$$

$$A'_{geo} = \frac{1}{6N} \cdot dA_{geo} \quad (7.8)$$

$$dA'_{geo} = \frac{1}{6N} \left\{ -\frac{1}{\tau_A} \cdot dA_{geo} \right\} + w_A^* \quad (7.9)$$

$$\dot{m}'_{HFM} = \frac{1}{6N} \left\{ -\frac{1}{\tau_H} \cdot \dot{m}_{HFM} + \frac{1}{\tau_H} \dot{m}_{DK} \right\} + w_H^* \quad (7.10)$$

mit

$$\dot{m}_{LDK} = A_{geo}(\alpha_{DK}) \cdot c_D(\alpha_{DK}) \cdot P_a \cdot \sqrt{\frac{2}{R_i \cdot T_a}} \cdot \psi(P_s, P_a, \gamma)$$

und

$$\dot{m}_{LZyl} = \frac{p_s}{R_L \cdot T_{LS}} \cdot \frac{N}{60} \cdot \frac{V_{Hub}}{2} \cdot n_{Zyl} \cdot \eta_{Vol}$$

Insgesamt sind vier kurbelwinkelsynchrone driving noise Komponenten erforderlich. Sie sind erwartungswertfrei und gaußverteilt. Zur Beschreibung ihrer stochastischen Eigenschaften reichen die ersten beiden Momente:

$$E \left\{ \begin{bmatrix} w_p^*(t) \\ w_T^*(t) \\ w_A^*(t) \\ w_H^*(t) \end{bmatrix} \right\} = \underline{0} \quad (7.11)$$

$$E \left\{ \begin{bmatrix} w_p^*(t) \\ w_T^*(t) \\ w_A^*(t) \\ w_H^*(t) \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} w_p^*(t+\tau) \\ w_T^*(t+\tau) \\ w_A^*(t+\tau) \\ w_H^*(t+\tau) \end{bmatrix}^T \right\} = \begin{bmatrix} q_p^* & 0 & 0 & 0 \\ 0 & q_T^* & 0 & 0 \\ 0 & 0 & q_A^* & 0 \\ 0 & 0 & 0 & q_H^* \end{bmatrix} \cdot \delta(\tau) = Q^* \cdot \delta(\tau) \quad (7.12)$$

Die stochastische Kontrollmatrix G entspricht in diesem Fall keiner Einheitsmatrix, da die Anzahl der driving noise Komponenten nicht identisch der Anzahl der Zustände ist.

$$G = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \quad (7.13)$$

Das Gesamtsystemmodell lautet in vektorieller Darstellung:

$$\begin{bmatrix} p'_s \\ T'_{LS} \\ A'_{geo} \\ dA'_{geo} \\ \dot{m}'_{HFM} \end{bmatrix} = \frac{1}{6N} \cdot \begin{bmatrix} \frac{\kappa-1}{V_S} [\dot{m}_{LDK} \cdot c_p \cdot T_a - \dot{m}_{LZyl} \cdot c_p \cdot T_{LS} + k \cdot A_S \cdot (T_{SW} - T_{LS})] \\ \frac{T_{LS}}{p_S} \left[p'_s \cdot 6N - \frac{T_{LS} R}{V_S} (\dot{m}_{LDK} - \dot{m}_{LZyl}) \right] \\ dA_{geo} \\ -\frac{1}{\tau_A} \cdot dA_{geo} \\ -\frac{1}{\tau_H} \cdot \dot{m}_{HFM} + \frac{1}{\tau_H} \dot{m}_{DK} \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} w_p^*(t) \\ w_T^*(t) \\ w_A^*(t) \\ w_H^*(t) \end{bmatrix} \quad (7.14)$$

7.2.3 Das Beobachtungsmodell

In den Meßgleichungen werden die Zustände der Systemgleichungen auf die Ausgangsgrößen abgebildet. Als Lastsignale stehen die Ausgangssignale von Drucksensor, Luftmassensensor und Drosselklappenpotentiometer zur Verfügung. Die Ausgangsgrößen des Modells lauten:

$$\hat{\underline{z}} = \begin{bmatrix} \hat{P}_{Sm} \\ \hat{A}_{geom} \\ \hat{m}_{HFMM} \end{bmatrix} \quad (7.15)$$

Im Gegensatz zu den bisherigen Ansätzen stellt der Drosselklappenquerschnitt keine Eingangsgröße, sondern eine Meßgröße dar. Die Modellierung der Druck- und Luftmassenpulsationen kann als Alternative zum Ansatz in Kap. 5 ebenfalls in den Gleichungen des Beobachtungsmodells (7.16) - (7.18) erfolgen.

$$\hat{p}_{Sm}(\varphi) = p_s \cdot \left[1 + A_p \cdot \cos(\omega_p \cdot \varphi + \varphi_{0p}) \right] + v_p(\varphi) \quad (7.16)$$

$$\hat{A}_{geom}(\varphi) = \hat{A}_{geo} + v_A(\varphi) \quad (7.17)$$

$$\hat{m}_{HFMM}(\varphi) = \hat{m}_{HFMM} \cdot \left[1 + A_m \cdot \cos(\omega_m \cdot \varphi + \varphi_{0m}) \right] + v_m(\varphi) \quad (7.18)$$

Eine Berücksichtigung der deterministischen Störungen in den Systemgleichungen würde mindestens vier zusätzliche Zustände erfordern. Der dafür erforderliche Rechenaufwand erscheint in der Praxis nicht vertretbar. Die Berücksichtigung in den Beobachtungsgleichungen erfordert jedoch eine zusätzliche Bestimmung der Phasen- und Amplitudenbeziehungen der harmonischen Überlagerung. Die Parameter A_p , A_m , φ_{0p} und φ_{0m} können offline ermittelt und in Kennfeldern abgelegt werden.

Alternativ können diese Parameter auch mit Hilfe einer online-FFT bestimmt werden. Die Berechnung von Fouriertransformationen in Echtzeit ist üblicherweise aufgrund begrenzter Rechnerressourcen nur selten möglich. Allerdings ist bei der beschriebenen Anwendung die Betrachtung von nur vier bis acht Meßpunkten ausreichend. In Kombination mit einem nichtlinearen Kalman-Filter erfolgte eine Implementierung dieser Alternative auf einem digitalen Signalprozessor [Gan].

Die Pulsationsfrequenzen ω und ω_m sind bei kurbelwinkelsynchroner Abtastung identisch und konstant. Zur Modellierung der Meßstörungen wird für je einen Sensor eine Rauschkomponente benötigt. Diese Rauschprozesse sind analog zu allen übrigen Ansätzen erwartungsfrei, gaußverteilt und von allen anderen Größen unabhängig. Die Gleichungen (7.19) und (7.20) beschreiben ihre stochastischen Eigenschaften.

$$E \left\{ \begin{bmatrix} v_p(\varphi_i) \\ v_A(\varphi_i) \\ v_H(\varphi_i) \end{bmatrix} \right\} = \underline{0} \quad (7.19)$$

$$E \left\{ \begin{bmatrix} v_p(\varphi_i) \\ v_A(\varphi_i) \\ v_H(\varphi_i) \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} v_p(\varphi_j) \\ v_A(\varphi_j) \\ v_H(\varphi_j) \end{bmatrix}^T \right\} = \begin{bmatrix} r_p & 0 & 0 \\ 0 & r_A & 0 \\ 0 & 0 & r_H \end{bmatrix} \cdot \delta(i, j) = R \cdot \delta(i, j) \quad (7.20)$$

7.3 Ein Extended Kalman-Filter zur Sensordatenfusion

7.3.1 Die Filtergleichungen

Die Überführung der in Kap. 7.2 beschriebenen System- und Beobachtungsgleichungen in den rekursiven Algorithmus eines kontinuierlich/diskreten Kalman-Filters erfolgt in gewohnter Weise. Es entsteht ein Extended Kalman-Filter 5. Ordnung mit 3 Beobachtungen. Im time update müssen zur Prädiktion der Zustände drei nichtlineare (für den Saugrohrdruck, die Saugrohrtemperatur und den Luftmassenstrom am Luftmassensensor) und zwei lineare Differentialgleichungen (für den effektiven Strömungsquerschnitt) gelöst werden. Mit Euler als Integrationsverfahren lautet die Zustandsprädiktion im time update:

$$\begin{bmatrix} p_{S_i}^-(k+1) \\ T_{LS_i}^-(k+1) \\ A_{geo_i}^-(k+1) \\ dA_{geo_i}^-(k+1) \\ \dot{m}_{HFM_i}^-(k+1) \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} p_{S_{i+1}} = p_{S_i} + f_P(p_{S_i}, T_{LS_i}, A_{geo_i}) \cdot \frac{\Delta\varphi}{K_\Delta} \\ T_{LS_{i+1}} = T_{S_i} + f_T(T_{LS_i}, p_{S_i}, A_{geo_i}) \cdot \frac{\Delta\varphi}{K_\Delta} \\ A_{geo_{i+1}} = A_{geo_i} + f_A(dA_{geo_i}) \cdot \frac{\Delta\varphi}{K_\Delta} \\ dA_{geo_{i+1}} = dA_{geo_i} + f_{dA}(dA_{geo_i}) \cdot \frac{\Delta\varphi}{K_\Delta} \\ \dot{m}_{HFM_{i+1}} = \dot{m}_{HFM_i} + f_m(\dot{m}_{HFM_i}, p_{S_i}, A_{geo_i}) \cdot \frac{\Delta\varphi}{K_\Delta} \end{bmatrix}_{i=0}^{i=K_\Delta-1} \quad (7.21)$$

$$f_P(p_{S_i}, T_{LS_i}, A_{geo_i}) = \frac{1}{6N} \cdot \frac{\kappa-1}{V_S} \left[\dot{m}_{LDK} cp T_a - \dot{m}_{LZyl} cp T_{LS_i} + k A_S (T_{SW} - T_{LS_i}) \right] \quad (7.22)$$

$$f_T(p_{S_i}, T_{LS_i}, A_{geo_i}) = \frac{1}{6N} \cdot \frac{T_{LS_i}}{p_{S_i}} \left[f_P(p_{S_i}, T_{LS_i}, A_{geo_i}) \cdot 6N - \frac{T_{LS_i} R}{V_S} (\dot{m}_{LDK} - \dot{m}_{LZyl}) \right] \quad (7.23)$$

$$f_A(A_{geo_i}) = \frac{1}{6N} \cdot dA_{geo_i} \quad (7.24)$$

$$f_{dA}(dA_{geo_i}) = -\frac{1}{6N} \cdot \frac{1}{\tau_A} \cdot dA_{geo_i} \quad (7.25)$$

$$f_m(\dot{m}_{HFM_i}, p_{S_i}, A_{geo_i}) = \frac{1}{6N} \left\{ -\frac{1}{\tau_H} \cdot \dot{m}_{HFM_i} + \frac{1}{\tau_H} \dot{m}_{DK} \right\} \quad (7.26)$$

Für die Startwerte innerhalb einer Abtastung gilt:

$$\begin{bmatrix} p_{S_i}(i=0) \\ T_{LS_i}(i=0) \\ A_{geo_i}(i=0) \\ dA_{geo_i}(i=0) \\ \dot{m}_{HFM_i}(i=0) \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} p_S^+(k) \\ T_{LS}^+(k) \\ A_{geo}^+(k) \\ dA_{geo}^+(k) \\ \dot{m}_{HFM}^+(k) \end{bmatrix} \quad (7.27)$$

Die Berechnung der Prädiktionsfehlerkovarianzmatrix erfordert die partiellen Ableitungen der Systemgleichungen. Aufgrund der schwachen Verkopplung zwischen dem dynamischen Drosselklappenmodell und den Thermodynamikgleichungen sind nur ein Teil der 25 Elemente der Linearisierungsmatrix besetzt.

$$F(t, \hat{x}(t/t_i)) = \begin{bmatrix} F_{pp} & F_{pT} & F_{pA} & F_{pdA} & F_{p\dot{m}} \\ F_{Tp} & F_{TT} & F_{TA} & F_{TdA} & F_{T\dot{m}} \\ F_{Ap} & F_{AT} & F_{AA} & F_{AdA} & F_{A\dot{m}} \\ F_{dAp} & F_{dAT} & F_{dAA} & F_{dAdA} & F_{dA\dot{m}} \\ F_{\dot{m}p} & F_{\dot{m}T} & F_{\dot{m}A} & F_{\dot{m}dA} & F_{\dot{m}\dot{m}} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} F_{pp} & F_{pT} & F_{pA} & 0 & 0 \\ F_{Tp} & F_{TT} & F_{TA} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & F_{AdA} & 0 \\ 0 & 0 & 0 & F_{dAdA} & 0 \\ F_{\dot{m}p} & 0 & F_{\dot{m}A} & 0 & F_{\dot{m}\dot{m}} \end{bmatrix} \quad (7.28)$$

mit:

$$F_{pp} = \frac{\partial p'_S}{\partial p_S} = \frac{1}{6N} \cdot \frac{\kappa - 1}{V_S} \left(\frac{\partial \dot{m}_{LDK}}{\partial p_S} c_p \cdot T_a - \frac{\partial \dot{m}_{LZyl}}{\partial p_S} c_p \cdot T_{LS} \right) \quad (7.29)$$

$$F_{pT} = \frac{\partial p'_S}{\partial T_S} = \frac{1}{6N} \cdot \frac{1 - \kappa}{V_S} \left(\frac{\partial \dot{m}_{LZyl}}{\partial T_S} c_p \cdot T_S + \dot{m}_{LZyl} \cdot c_p + k \cdot A_S \right) \quad (7.30)$$

$$F_{pA} = \frac{\partial p'_S}{\partial A_{geo}} = \frac{1}{6N} \cdot \frac{1 - \kappa}{V_S} \left(\frac{\partial \dot{m}_{LDK}}{\partial A_{geo}} c_p \cdot T_a \right) \quad (7.31)$$

$$\begin{aligned} F_{Tp} = \frac{\partial T'_{LS}}{\partial p_S} = \frac{1}{6N} & \left[\frac{T_{LS}}{p_S^2} \left\{ \frac{1 - \kappa}{V_S} \left[\dot{m}_{LDK} \cdot c_p \cdot T_a - \dot{m}_{LZyl} \cdot c_p \cdot T_{LS} + k \cdot A_S (T_{SW} - T_{LS}) \right] \right\} - \right. \\ & - \frac{T_{LS}^2 \cdot R}{p_S \cdot V_S} \left(\frac{\partial \dot{m}_{LDK}}{\partial p_S} - \frac{\partial \dot{m}_{LZyl}}{\partial p_S} \right) + \frac{T_{LS}}{p_S} \frac{(\kappa - 1)}{V_S} \left(\frac{\partial \dot{m}_{LDK}}{\partial p_S} c_p \cdot T_a - \frac{\partial \dot{m}_{LZyl}}{\partial p_S} c_p \cdot T_{LS} \right) + \\ & \left. + \frac{T_{LS}^2 \cdot R}{p_S^2 \cdot V_S} (\dot{m}_{LDK} - \dot{m}_{LZyl}) \right] \quad (7.32) \end{aligned}$$

$$F_{TT} = \frac{\partial T'_{LS}}{\partial T_S} = \frac{1}{6N} \left[\frac{\kappa-1}{p_S \cdot V_S} \left[\dot{m}_{L DK} \cdot c_p \cdot T_a - \dot{m}_{L Zyl} \cdot c_p \cdot T_{LS} + k \cdot A_S (T_{SW} - T_{LS}) \right] - \frac{2 \cdot T_{LS} \cdot R}{V_S} (\dot{m}_{L DK} - \dot{m}_{L Zyl}) \right] + \frac{T_{LS} (1-\kappa)}{p_S \cdot V_S} \left(\frac{\partial \dot{m}_{L Zyl}}{\partial T_S} c_p \cdot T_{LS} + \dot{m}_{L Zyl} \cdot c_p + k \cdot A_S \right) + \frac{T_{LS}^2 \cdot R}{V_S} \cdot \frac{\partial \dot{m}_{L Zyl}}{\partial T_S} \quad (7.33)$$

$$F_{TA} = \frac{\partial T'_{LS}}{\partial A_{geo}} = \frac{\partial p'_S}{\partial A_{geo}} \cdot \frac{T_{LS}}{p_S} - \frac{1}{6N} \cdot \frac{T_{LS}^2}{p_S} \cdot \frac{R}{V_S} \cdot \frac{\partial \dot{m}_L}{\partial A_{geo}} \quad (7.34)$$

$$F_{AdA} = \frac{\partial A'_{geo}}{\partial dA_{geo}} = \frac{1}{6N} \quad (7.35)$$

$$F_{dAdA} = \frac{\partial dA'_{geo}}{\partial dA_{geo}} = \frac{1}{6N} \cdot \left(-\frac{1}{\tau_A} \right) \quad (7.36)$$

$$F_{\dot{m}P} = \frac{\partial \dot{m}'_{HFM}}{\partial P_S} = \frac{1}{6N} \cdot \frac{1}{\tau_H} \cdot \frac{\partial \dot{m}_{L DK}}{\partial P_S} \quad (7.37)$$

$$F_{\dot{m}A} = \frac{\partial \dot{m}'_{HFM}}{\partial A_{geo}} = \frac{1}{6N} \cdot \frac{1}{\tau_H} \cdot \frac{\partial \dot{m}_{L DK}}{\partial A_{geo}} \quad (7.38)$$

$$F_{\dot{m}\dot{m}} = \frac{\partial \dot{m}'_{HFM}}{\partial \dot{m}_{HFM}} = \frac{1}{6N} \cdot \left(-\frac{1}{\tau_H} \right) \quad (7.39)$$

Die kombinierte Lösung von Zustands- und Prädiktionsfehlerdifferentialgleichung im time update mit Euler als Integrationsverfahren lautet:

$$\begin{bmatrix} p_S^-(k+1) \\ T_{LS}^-(k+1) \\ A_{geo}^-(k+1) \\ dA_{geo}^-(k+1) \\ \dot{m}_{HFM}^-(k+1) \\ P^-(k+1) \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} p_{S_{i+1}} = p_{S_i} + f_P(p_{S_i}, T_{LS_i}, A_{geo_i}) \cdot \frac{\Delta \varphi}{K_\Delta} \\ T_{LS_{i+1}} = p_{S_i} + f_T(T_{LS_i}, p_{S_i}, A_{geo_i}) \cdot \frac{\Delta \varphi}{K_\Delta} \\ A_{geo_{i+1}} = A_{geo_i} + f_A(dA_{geo_i}) \cdot \frac{\Delta \varphi}{K_\Delta} \\ dA_{geo_{i+1}} = dA_{geo_i} + f_{dA}(dA_{geo_i}) \cdot \frac{\Delta \varphi}{K_\Delta} \\ \dot{m}_{HFM_{i+1}} = \dot{m}_{HFM_i} + f_m(\dot{m}_{HFM_i}, p_{S_i}, A_{geo_i}) \cdot \frac{\Delta \varphi}{K_\Delta} \\ \left[P_{mn_{i+1}} = P_{mn_i} + f(P_{mn_i}, F_{mn_i}) \cdot \frac{\Delta \varphi}{K_\Delta} \right]_{n=1}^{m=5} \end{bmatrix}_{i=0}^{i=K_\Delta-1} \quad (7.40)$$

$$\text{mit} \quad f(P_{m_i}, F_{m_i}) = F_i \cdot P_i + P_i \cdot F_i^T + G \cdot Q_i \cdot G^T \quad (7.41)$$

Im measurement update werden zur Berechnung der Kalman Gains, sowie der Schätzfehlerkovarianzmatrix die linearisierten Beobachtungsgleichungen benötigt. Die partiellen Ableitungen der Beobachtungsgleichungen nach allen vorkommenden Zuständen lauten:

$$H(\hat{\underline{x}}^-(k+1), k+1) = \left. \frac{\partial h(\underline{x}, k+1)}{\partial \underline{x}} \right|_{\underline{x}=\hat{\underline{x}}^-(k+1)} = \begin{bmatrix} H_{pp} & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & H_{AA} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & H_{mm} \end{bmatrix} \quad (7.42)$$

mit:

$$H_{pp} = \frac{\partial \hat{p}_{Sm}}{\partial p_s} = 1 + A_p \cdot \cos(\omega_p \cdot \varphi + \varphi_{0p}) \quad (7.43)$$

$$H_{AA} = \frac{\partial \hat{A}_{geom}}{\partial A_{geo}}(\varphi) = 1 \quad (7.44)$$

$$H_{mm} = \frac{\partial \hat{m}_{HFMM}}{\partial \dot{m}_{HFMM}} = 1 + A_m \cdot \cos(\omega_m \cdot \varphi + \varphi_{0m}) \quad (7.45)$$

Im Gegensatz zu den Filtervarianten aus Kap. 5 und Kap. 6 wird aufgrund der vektoriellen Beobachtung eine Matrizeninversion zur Bestimmung der Kalman Gains erforderlich (3.47). Alle übrigen Schritte des Algorithmus erfolgen mit den gleichen Randbedingungen wie in Kap. 5.

Abb. 7.2 zeigt die Gesamtstruktur des Algorithmus im Blockschaltbild.

Das Verfahren verfügt wie alle anderen beschriebenen Ansätze über die beiden Thermodynamikgleichungen für den Saugrohrdruck und die Saugrohrtemperatur. Hinzu kommt jetzt ein Modell für die Dynamik von Drosselklappe und Luftmassensensor. Das Pulsationsmodell ist in die Beobachtungsgleichungen integriert und liefert die geschätzten Ausgangsgrößen für den pulsierenden Saugrohrdruck und den pulsierenden Luftmassenstrom am Luftmassensensor. Die erforderlichen Phasen- und Amplitudenbeziehungen werden im Block "FFT" ermittelt. Aufgrund der vektoriellen Beobachtungsgleichung ergeben sich die drei Residuen für den Saugrohrdruck, den Luftmassenstrom am Luftmassensensor und den effektiven Strömungsquerschnitt an der Drosselklappe.

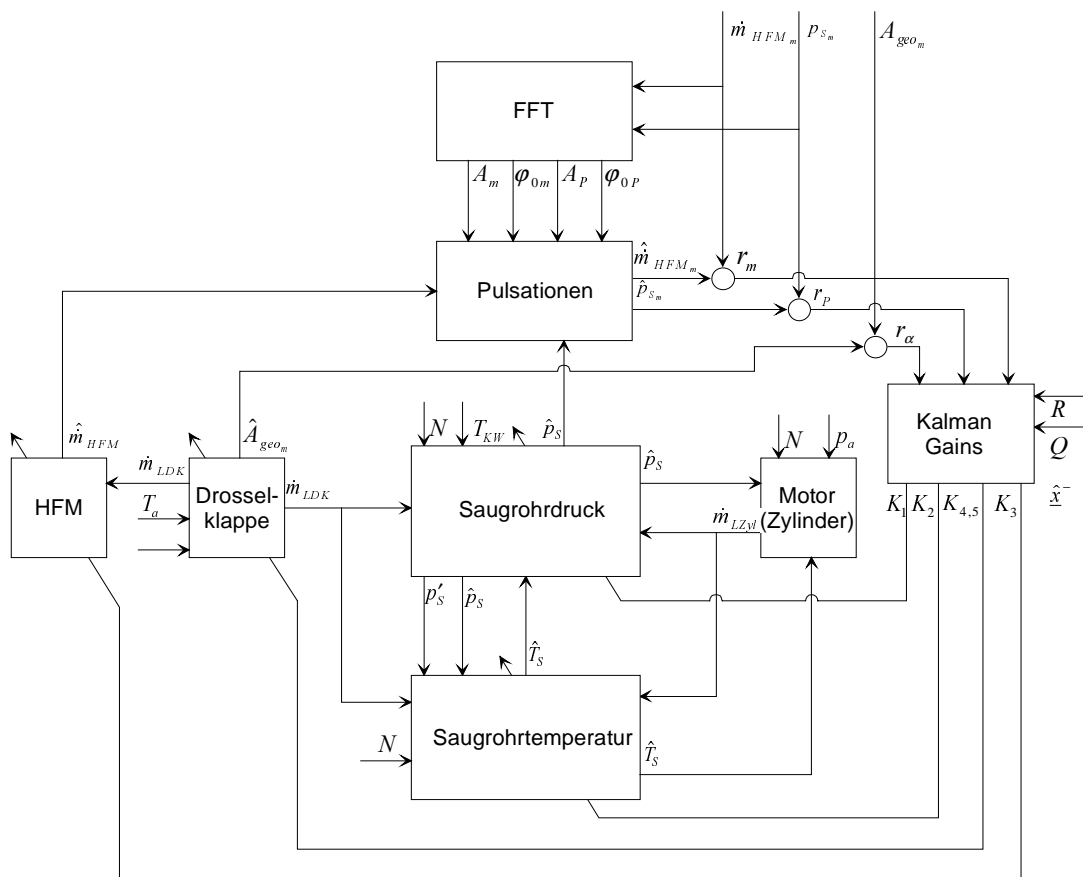


Abbildung 7.2 : Struktur der Lasterfassung mittels Sensordatenfusion

7.3.2 Parametrierung

Im Gegensatz zu Kap. 5 werden wesentlich höhere Anforderungen an die Parametrierung des deterministischen Teils des Störmodells gestellt. Amplituden und Phasen der Saugrohrdruck- bzw. Luftmassenschwingungen sind nicht als Zustände modelliert sondern stellen zeitvariante Parameter dar. Fehler bei der Parametrierung führen zu einem störenden Restwechselanteil von Saugrohrdruck und Luftmassenstrom an der Drosselklappe.

Die Phasenwinkel hängen primär von den Einlaßventilsteuerzeiten ab und können bei dem betrachteten Aggregat entsprechend der Nockenwellenstellung jeweils zwei unterschiedliche Werte annehmen. Die Amplituden sind sowohl drehzahl- als auch lastabhängig. Im vorliegenden Beispiel erfolgt die Bestimmung dieser Parameter mit Hilfe einer Online-FFT (8 Punkte).

Die stochastischen Parameter können größtenteils aus den Ansätzen von Kap. 5 und Kap. 6 übernommen werden. Die Varianzen bzw. die Autokorrelationsfunktion des Meßrauschens von Saugrohrdruck und effektivem Strömungsquerschnitt entsprechen Abb. 5.21 und Abb. 6.4. Die Varianz der Störungen des Luftmassenstromes wird analog zu den Saugrohrdruckstörungen ermittelt. Die driving noise Komponente des Strömungsquerschnitts q_A , sowie die Korrelationszeitkonstante τ_A der Drosselklappenbewegung sind bereits aus Kap. 6 bekannt. Als Tuning Parameter bleiben die Varianzen der driving noise Komponenten für den Saugrohrdruck, die Saugrohrtemperatur und den Luftmassenstrom am Luftmassensensor.

7.4 Ergebnisse mit Realdaten

Abbildung 7.3 zeigt die Meß- und die Schätzwerte von effektivem Strömungsquerschnitt, Saugrohrdruck und Luftmassenstrom an der Drosselklappe bzw. am Luftmassensensor während eines positiven Lastsprungs. Die Daten wurden während einer sportlichen Versuchsfahrt aufgezeichnet. Die Drehzahl beträgt im Mittel ca. 2000 U/min.

Zwischen gemessenem und geschätztem Strömungsquerschnitt besteht bis auf den Bereich großer Querschnitte eine gute Übereinstimmung. Die Abweichungen werden durch ein leichtes Überschwingen des Drosselklappenmodells, sowie durch Modell- bzw. Parametrierungsfehler verursacht. Der geschätzte Saugrohrdruck zeigt im Gegensatz zur Saugrohrdruckmessung einen glatten, von Pulsationen befreiten Verlauf. Die dritte Spalte von Abbildung 7.3 zeigt den vom Luftmassensensor gemessenen Luftmassenstrom, den Schätzwert des mittleren Luftmassenstromes des Sensors, sowie den mittleren Luftmassenstrom an der Drosselklappe. Beide Schätzwertverläufe sind glatt und von Pulsationen befreit. Der mittlere Luftmassenstrom an der Drosselklappe eilt den beiden übrigen Kurvenverläufen geringfügig vor. Die Ursache dieser Voreilung ist in der Berücksichtigung der Sensordynamik begründet.

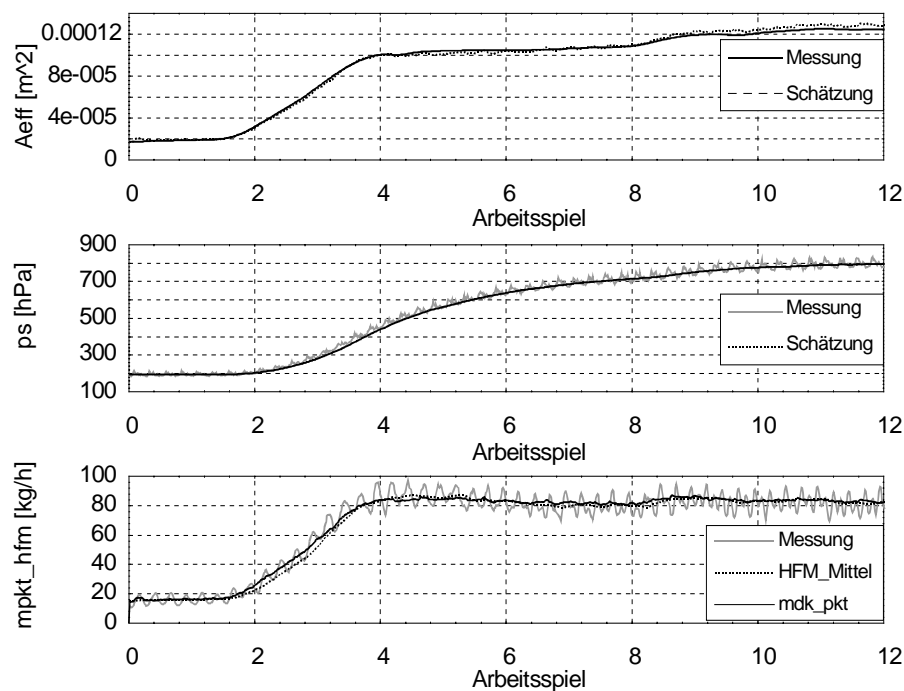


Abbildung 7.3 : *Strömungsquerschnitt, mittlerer Saugrohrdruck und mittlere Luftmassenströme während eines positiven Lastsprungs bei 2000 U/min*

Mit den folgenden Abbildungen soll die Robustheit des Verfahrens dargestellt werden. In allen Meßgrößen sind in Verbindung mit der Motordrehzahl Informationen über die gewünschten Zustandsgrößen (Luftmassenstrom, Saugrohrdruck, Saugrohrtemperatur) enthalten (s. Abb. 7.1). Im Fall eines Sensorausfalls ist der Algorithmus in der Lage, mit Hilfe der restlichen, zur Verfügung stehenden Informationen die gewünschten Zustandsgrößen zu bestimmen bzw. zu rekonstruieren. In diesem Fall erhöhen sich selbstverständlich die Schätzfehler.

Voraussetzung für die maximale Ausnutzung der restlichen Sensorinformationen ist eine Anpassung der measurement noise Komponenten des betreffenden ausgefallenen Sensorsignals. Die Identifikation des Sensorausfalls erfolgt üblicherweise eine Auswertung der Residuen.

Der wesentliche Aufwand bei dieser Vorgehensweise liegt erfahrungsgemäß in Festlegung der für eine Plausibilitätsprüfung erforderlichen Schwellwerte der Residuen. Zu diesem Sachverhalt existieren eine Reihe wissenschaftlicher Arbeiten. In [Nyb] wird ein leistungsfähiges Verfahren für den Bereich der Motordiagnose beschrieben.

Abbildung 7.4 zeigt das Schätzergebnis der Sensordatenfusion bei Ausfall des Luftmassensensors. Der Algorithmus erhält ein konstantes mit geringem Rauschen überlagertes Luftmassensignal. Dieser simulierte Fehler entspricht einem mechanisch beschädigten Sensorelement oder einem Leitungsbruch. Der Fehlerfall wird als bekannt vorausgesetzt und die Varianz des Meßrauschens für das Luftmassensignal um Faktor 10^3 erhöht. Die Komponenten des Meßrauschens dürfen prinzipiell nicht beliebig erhöht werden, da sich die Matrizeninversion in Gleichung 3.47 bei endlicher numerischer Rechengenauigkeit nicht mehr durchführen läßt.

Trotz fehlendem Luftmassensignal können beide Luftmassenschätzwerte gebildet werden. Die Genauigkeit des Schätzergebnisses hängt in diesem Fall direkt von der Genauigkeit des Saugrohrdrucks und des Drosselklappenmodells ab. Beide Signale sind von Pulsationen befreit und zeigen keinen störenden Phasenverzug. Die Verläufe der Schätzwerte von effektivem Strömungsquerschnitt und Saugrohrdruck entsprechen dem ungestörten Fall von Abbildung 7.4.

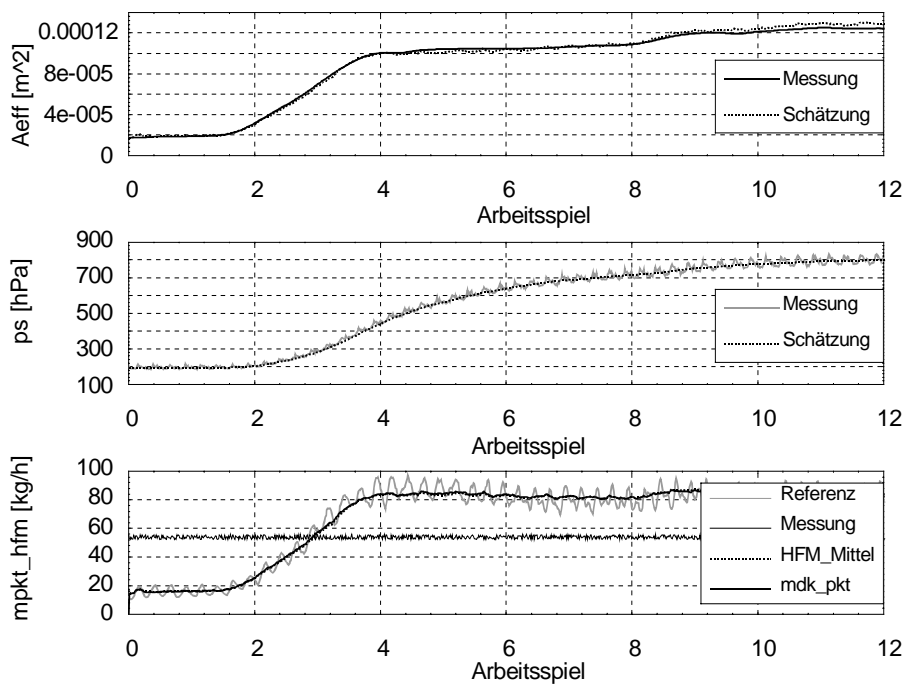


Abbildung 7.4 : Schätzergebnisse bei positivem Lastsprung und defektem Luftmassensensor bei 2000 U/min

Abbildung 7.5 zeigt das Schätzergebnis bei Ausfall des Saugrohrdrucksensors. Der rekonstruierte, mittlere Saugrohrdruck zeigt zwischen dem vierten und sechsten Arbeitsspiel eine Abweichung von etwa 5 %. Diese ist auf ein nicht exakt parametrisiertes Saugrohrmodell, sowie auf das jetzt deutlich erkennbare Einschwingverhalten des effektiven Strömungsquerschnitts zurückzuführen.

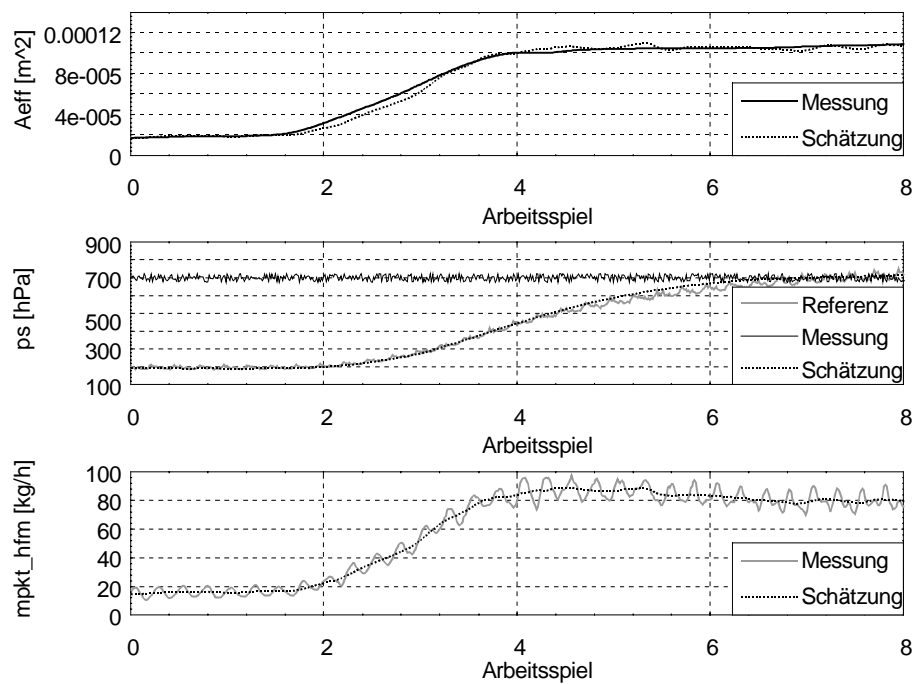


Abbildung 7.5 : *Schätzergebnisse bei positivem Lastsprung und defektem Saugrohrdrucksensor bei 2000 U/min*

Der Ausfall des Drosselklappenpotentiometers ist in Abbildung 7.6 dargestellt. Die Verläufe des Saugrohrdrucks und der Luftmassenströme werden nur gering beeinflusst.

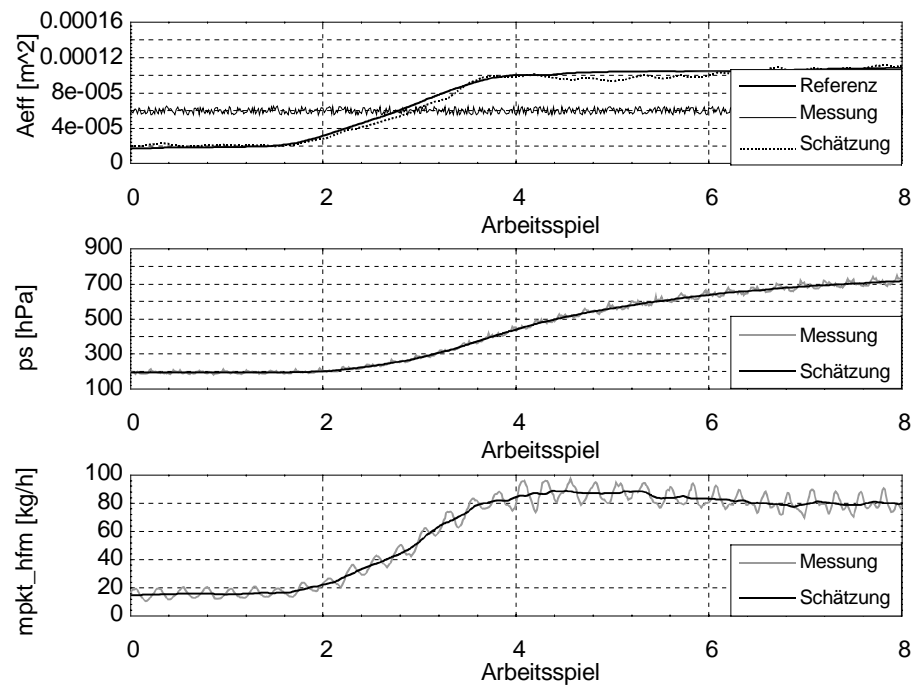


Abbildung 7.6 : *Schätzergebnisse bei positivem Lastsprung und defektem Drosselklappenpotentiometer bei 2000 U/min*

Der rekonstruierte, effektive Strömungsquerschnitt wird aus diesen Verläufen mit Hilfe des Drosselklappenmodells berechnet. Aufgrund von Modellungenauigkeiten des Drosselklappenmodells erreicht der stationäre Fehler des Strömungsquerschnitts ca. 5%.

Abbildung 7.7 stellt als letztes Beispiel einen Doppelfehler mit defektem Luftmassensensor und defektem Drosselklappenpotentiometer dar. Dem Schätzalgorithmus stehen also nur der Saugrohrdruck als Meßgröße und die Drehzahl, der Außendruck, die Außentemperatur und die Kühlwassertemperatur als Eingangsgrößen zur Verfügung. Analog zum effektiven Strömungsquerschnitt zeigt nun auch der Verlauf des Luftmassenstromes ein Einschwingverhalten. Der Verlauf des geschätzten mittleren Saugrohrdrucks bleibt unbeeinflusst.

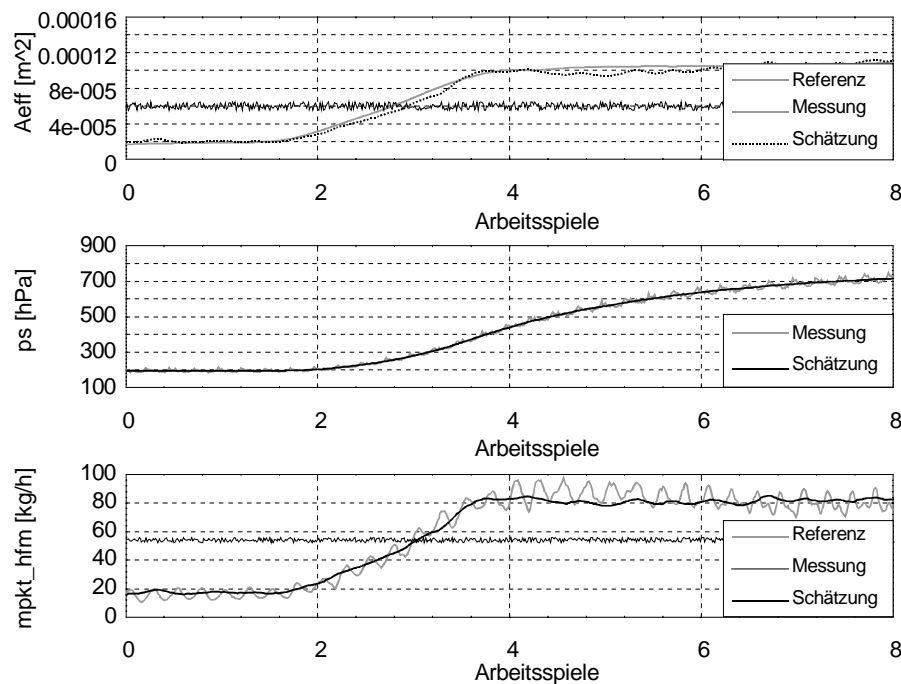


Abbildung 7.7: Schätzergebnisse bei positivem Lastsprung und defekter Luftmassen- und Drosselklappensensorik bei 2000 U/min

Prinzipiell gehören Notlauffunktionen mit beschränktem Sensorumfang im Bereich der Motorsteuerung zum Stand der Technik (z.B. Drosselklappennotlauf bei HFM-Ausfall). Allerdings handelt es sich in diesen Fällen immer um eigenständige Funktionen, welche im Bedarfsfall aktiviert werden müssen. Im Gegensatz dazu ist im vorliegenden Fall keine explizite Struktumschaltung erforderlich. Die unterschiedliche Gewichtung der Sensorinformationen wird im wesentlichen durch die Komponenten des Meßrauschens und die Beobachtungsmatrix festgelegt. Einen ausführlichen und theoretisch fundierten Beitrag zu dieser Thematik liefert [Arndt-1].

8 Kompensation der Wandfilmdynamik

Neben der korrekten Erfassung und Prädiktion der Luftmassen in den Zylindern ist die Kompensation der Wandfilmdynamik die zweite Voraussetzung für eine Optimierung der instationären Gemischbildung. Das folgende Kapitel beschreibt die Identifikation des in Kap. 4 beschriebenen Wandfilmmodells, sowie eine robuste Kompensationsregelung im Zustandsraum. Aufgrund der Problematik der erhöhten HC-Emissionen beim Kaltstart werden die Wandfilmeigenschaften auch bei tiefen Temperaturen (-10°C) berücksichtigt.

8.1 Identifikation der Wandfilmdynamik

8.1.1 Meßumgebung und Randbedingungen

Das Identifikationsproblem entspricht der Bestimmung der Zeitkonstanten τ_w und τ_v , sowie der Teilungsfaktoren X_w und X_v des Wandfilmmodells 2. Ordnung mit Durchgriff. Als Versuchsmotor dient ein über einen weiten Temperaturbereich konditionierbares Einzylinderaggregat. Zylinderkopf und Ansauganlage entsprechen dabei dem zitierten 2.31 4-Ventil-Vierzylindermotor. Mit Hilfe zusätzlicher Resonatoren im Saugrohr wurde das Pulsationsverhalten dem Vollmotor angepaßt. Zur exakten Bilanzierung der Kraftstoffmassen zwischen Einspritzung und Verbrennung muß die Luftmasse im Zylinder bekannt sein, da als einziges Meßsignal das Luft-/Kraftstoffverhältnis der Lambdasonde zur Verfügung steht.

Um den zu identifizierenden Prozeß genügend anzuregen, werden künstliche Testsignale als Eingangssignale verwendet. Die Art der einzusetzenden Eingangssignale muß den Möglichkeiten der zu identifizierenden Strecke angepaßt werden (Stellgrößenbereich, Grenzfrequenz, sicherheitskritische Betriebspunkte). Ausführliche Arbeiten zu dieser Thematik finden sich in [Iser, Ljung]. Im vorliegenden Fall werden vorwiegend Pseudo-Rausch-Binärsignale (PRBS) eingesetzt (sie werden häufig auch als pseudo-binäre Rauschsignale bezeichnet). Zur besseren Verifikation und Darstellung des Identifikationsergebnisses eignen sich zusätzlich Sprungfunktionen als nichtperiodische Funktionen. In Abbildung 8.1 ist ein Pseudo-Rausch-Binärsignal dargestellt. Die dazugehörige Autokorrelationsfunktion enthält im Bereich $T \rightarrow 0$ einen Impuls bei $\tau=0$ und entspricht damit näherungsweise der Autokorrelationsfunktion von weißem Rauschen. Zur Anregung der Wandfilmdynamik bestehen bei konventionellen, gedrosselten Saugmotoren prinzipiell zwei Möglichkeiten:

- Modulation der Drosselklappe

Die Bewegung der Drosselklappe bewirkt direkt eine Veränderung des Luftmassenstromes und somit eine Laständerung. Bei angestrebtem stöchiometrischem Gemischverhältnis wird die Einspritzmenge der Last angepaßt und der Wandfilm angeregt. Auf Basis der eingespritzten Kraftstoffmasse, der berechneten Zylinderluftmassen und dem gemessenen Luft-/Kraftstoffverhältnisses (mit Hilfe der Lambdasonde) kann dann die Dynamik des Wandfilmes identifiziert werden.

Diese Vorgehensweise setzt keine Modifikation einer serienmäßigen Motorsteuerung voraus und wird aufgrund des geringen Aufwandes bevorzugt angewendet [Tur-2, Ond]. Voraussetzung für ein genaues Identifikationsergebnis ist jedoch die exakte Kenntnis der instationären Zylinderluftmassen.

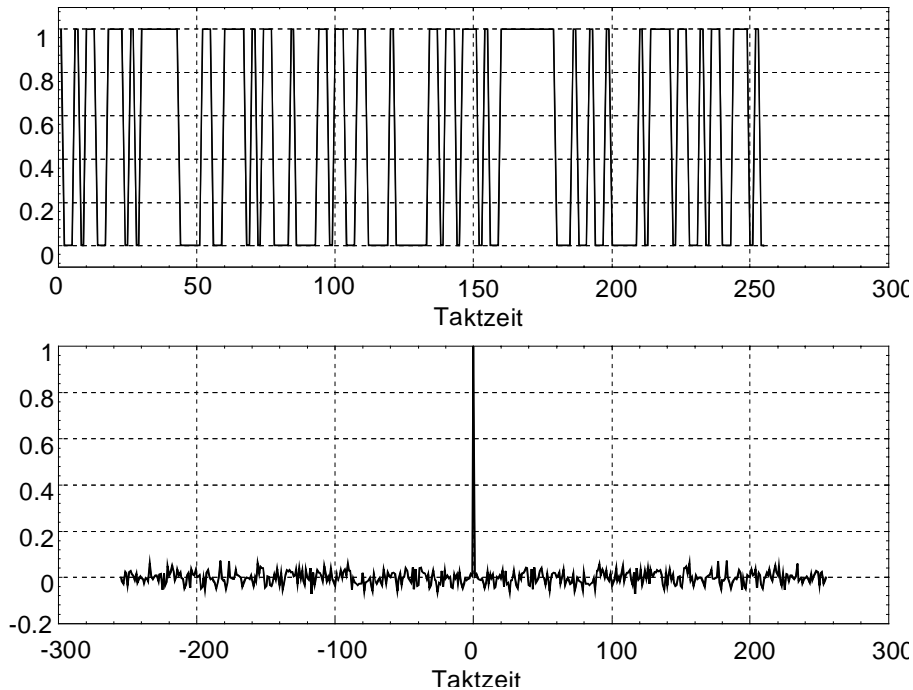


Abbildung 8.1 : *Pseudo-Rausch-Binärsignal mit Autokorrelationsfunktion*

- Modulation der Einspritzzeit bei konstanter Last

Eine weitere Methode zur Wandfilmanregung ist die Veränderung der Einspritzzeit bei konstanter Last. Da sich der Luftmassenstrom nicht ändert, muß zur Identifikation nach einem Stationärabgleich (Luftmassenstrom, Einspritzung, Lambda) nur die eingespritzte Kraftstoffmenge und das Luft-/Kraftstoffverhältnis experimentell ermittelt werden. Eine aufwendige, instationäre Lasterfassung ist nicht notwendig. Allerdings muß in diesem Fall die Motorsteuerungselektronik modifiziert werden.

Für die nachfolgende Identifikation wurden Drosselklappenwinkel und Drehzahl und damit die Luftmasse im Zylinder konstant gehalten. Das Einspritzventil wird über ein einfach konfigurierbares Prototypensteuergerät (A-Muster Steuerung) angesteuert. In Abbildung 8.2 ist die Grundstruktur der Identifikation der Wandfilmdynamik abgebildet.

Um eine Identifikation an der offenen Strecke zu gewährleisten, dürfen keine übergeordneten Regelstrecken (Lambda-regelung, Leerlaufregelung) aktiv sein. Der Faktor $k < 1$ in Abbildung 8.2 stellt einen Korrekturterm für die stationäre Kraftstoffbilanzierung dar. Er berücksichtigt, daß auch im Stationärbetrieb nicht die gesamte Kraftstoffmenge im Zylinder zur Verbrennung zur Verfügung steht. Ein Teil des Kraftstoffes tritt, je nach Motortemperatur, ins Öl über, oder wird als CO oder HC mit dem Abgas emittiert. Bei Dauerbetrieb des Motors bei $T = -10^\circ\text{C}$ kann dieser Anteil bis zu 20% des eingespritzten Kraftstoffs betragen. Dieser Wert wurde exemplarisch mit Hilfe einer chemischen Analyse des Motoröls festgestellt. Die als HC und CO im Abgas enthaltenen Anteile werden mit einer Abgassensorik gemessen. Bei der Identifikation muß dieser Effekt insbesondere bei tiefen Kühlwassertemperaturen berücksichtigt werden.

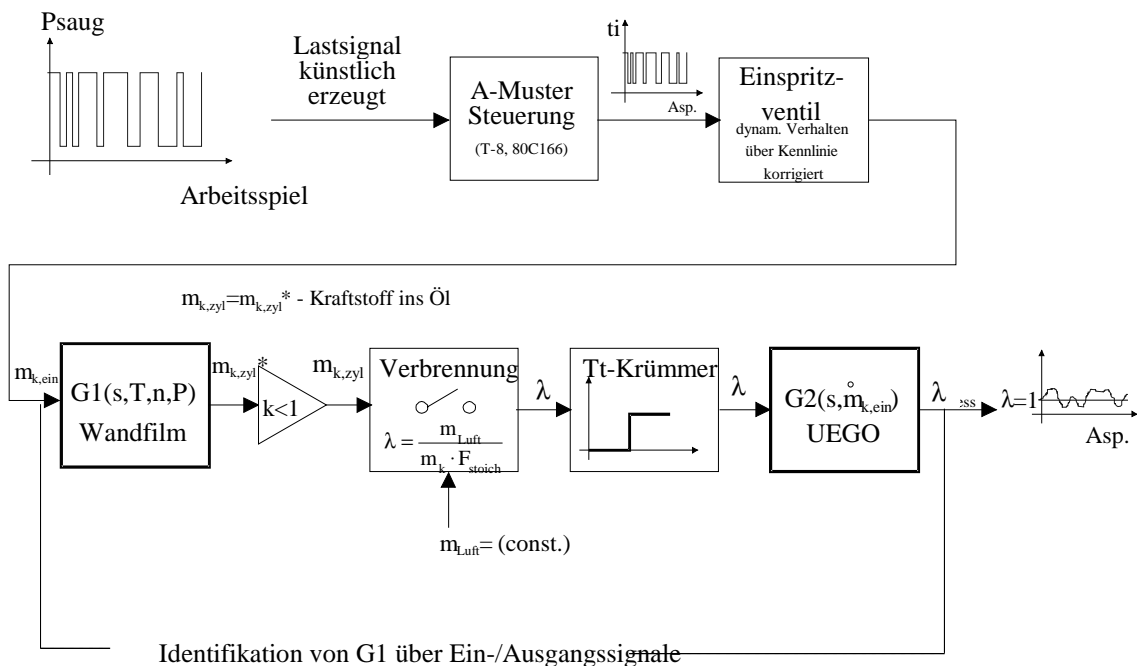


Abbildung 8.2: Strukturbild der Identifikation

Grundsätzlich zeigt der Kraftstoffpfad eine nichtlineare Struktur (Abbildung 4.24). Das Einspritzventil, die Gemischbildung, die Verbrennung und die Dynamik der Lambdasonde zeigen nichtlineare Eigenschaften. Die als lineare Teilstrecke modellierte Wandfilmdynamik kann nur anhand ihres Ein- und Ausgangsverhaltens identifiziert werden. Die Bestimmung der Eingangsgröße $m_{ke}(k)$ erfordert die Berechnung der Kraftstoffmasse anhand der Einspritzzeit und der Einspritzkennlinie. Zur Berechnung der Ausgangsgröße $m_{kzyl}(k)$ muß zunächst die Dynamik der Lambdasonde kompensiert werden. Sie kann mit guter Näherung als Verzögerungsglied erster Ordnung mit einer von der Sprungrichtung abhängigen Zeitkonstante modelliert werden. Laut Herstellerangaben (NGK) beträgt die Zeitkonstante für einen mager-fett Sprung ca. 120 ms, für einen fett-mager Sprung ca. 200 ms. Das Verhalten des durchströmten Auspuffkrümmers entspricht einer von der Last abhängigen Totzeit. Die Verbrennung kann als idealer Abtaster betrachtet werden. Instationäre Änderungen der ins Öl eintretenden Kraftstoffmasse werden vernachlässigt. Die stationären Kraftstoffdefizite werden während der Messung als offset identifiziert.

In Abbildung 8.3 sind die Meßdaten eines Prüfstandsversuches dargestellt. Der Lasteingang des Steuergrätes (P_{saug}) wird mit einem Pseudo-Rausch-Binärsignal angesteuert. Dieses Lastsignal beeinflusst lediglich die Einspritzzeit (drittes Diagramm). Das Prototypensteuergerät reagiert auf eine Änderung des Lastsignals erst nach einer Totzeit von bis zu einem Arbeitsspiel. Dieser Zeitverzug ist jedoch für die Identifikation bedeutungslos, da nicht das Lastsignal, sondern die tatsächlich eingespritzte Kraftstoffmasse herangezogen wird. Die Last bleibt während des Versuches konstant. Der Saugrohrdruck wird manuell auf 500 hPa eingestellt. Die Drehzahl beträgt 1500 U/min. Zur Überwachung der Verbrennung wird zusätzlich der Brennraumdruck und das Ausgangssignals eines hochdynamischen HC-Sensors (Flammenionisationsdetektor FID) aufgezeichnet. Der Spitzendruck folgt ebenso wie das Lambdasignal mit erkennbarer Dynamik den Änderungen der Einspritzzeit.

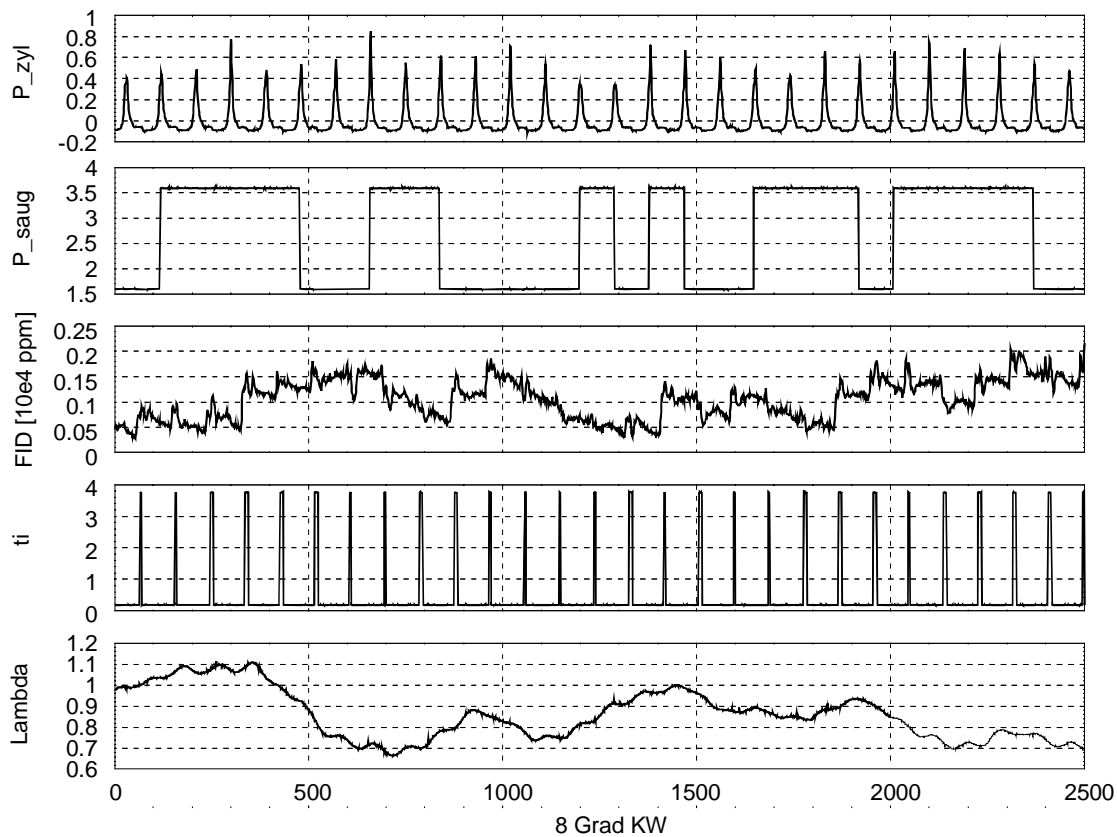


Abbildung 8.3 : Prüfstandsmeßdaten zur Identifikation

Bei allen Versuchen sollte zur Gewährleistung einer nahezu vollständigen Verbrennung der Grenzwert von 2000 ppm für die HC-Emission nicht überschritten werden. Der wesentliche Einflußparameter der Wandfilmdynamik ist offensichtlich die Temperatur (Kühlwassertemperatur), da durch sie maßgeblich das Abdampfverhalten bestimmt wird. Aus diesem Grund werden die Experimente auf Temperaturvariationen (-10°C bis 80°C) konzentriert. Vergleichsmessungen mit Variationen von Last und Drehzahl zeigen einen geringen Einfluß auf die dynamischen Eigenschaften des Wandfilmes. Die Wandfilmabsolutmengen zeigen jedoch eine starke Abhängigkeit, da bei stöchiometrischem Betrieb die eingespritzte Kraftstoffmenge proportional mit der Last ansteigt.

Als Identifikationsverfahren wird die Methode der kleinsten Quadrate (Least-Square Verfahren) angewendet. Der Vorteil dieser Methode besteht in der einfachen Struktur und der geringen erforderlichen Rechenleistung. Ihr Nachteil besteht jedoch in der Empfindlichkeit gegenüber Meßstörungen. Im Fall starker Meßstörungen enthalten die identifizierten Parameter oft unverträglich hohe Offsets. Da die Identifikation im vorliegenden Fall jedoch offline durchgeführt wird, können die Meßsignale durch wirkungsvolle Zero-Phase Filter oder im Frequenzbereich von ihren Störungen weitgehend befreit werden. Ausführliche Arbeiten zu den Methoden der Systemidentifikation finden sich in [Iser, Ljung, Ault].

8.1.2 Ergebnisse der Identifikation

Abbildung (8.4) zeigt das Ergebnis der Identifikation für die Temperatur $T=80^{\circ}\text{C}$ für ein Pseudo-Rausch-Binärsignal und eine Sprungfunktion als Eingangsgröße (Einspritzzeit t_i) bei einer Temperatur von $T=80^{\circ}\text{C}$. Das identifizierte Modell wird dabei mit den gleichen Eingangssignalen wie der Prozeß angeregt (t_i). Modell und realer Prozeß zeigen bei der Temperatur von $T=80^{\circ}\text{C}$ eine gute Übereinstimmung.

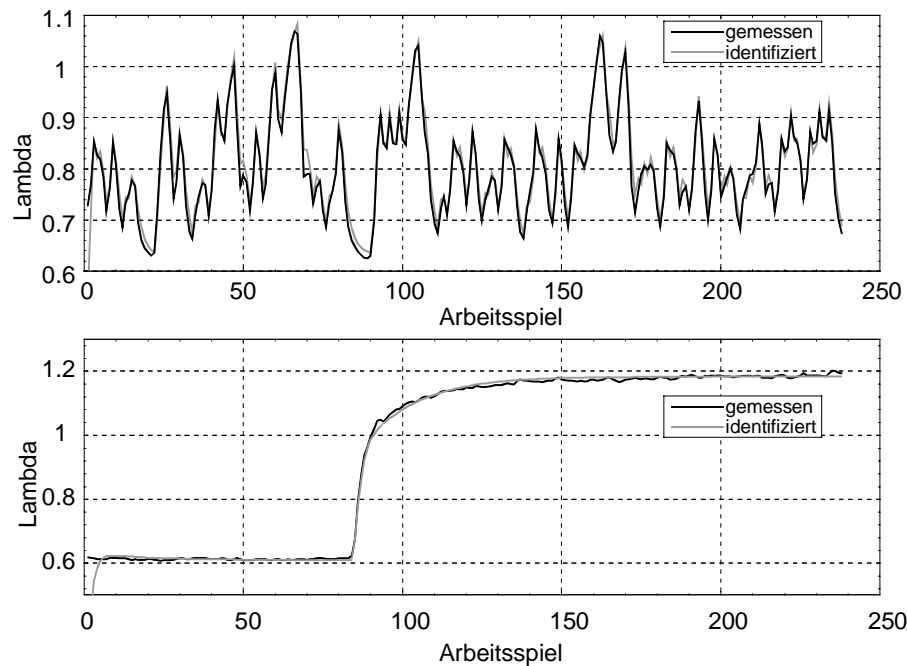


Abbildung 8.4 : Vergleich von Messung und Simulation des Wandfilmeffektes bei $T=80^{\circ}\text{C}$, $N=1500\text{ U/min}$, und $P_s=500\text{ hPa}$

In Abbildung 8.5 sind die absoluten Fehler zwischen gemessenem und identifiziertem Signal für beide Anregungsfunktionen dargestellt. Für beide Eingangsfunktionen liegt der Betrag der maximalen Lambdaabweichung nach der Einschwingphase bei ca. 0.05.

Die niedrigste im Experiment realisierbare Temperatur für Kühlwasser und Ansaugluft beträgt -10°C . Unter diesen Bedingungen kann sehr gut der Einfluß des Wandfilmes auf das Kaltstartverhalten dargestellt werden. Die Ergebnisse dieser Identifikation zeigen die Abbildungen 8.6 und 8.7 Insbesondere bei der Anregung mit einem Pseudo-Rausch-Binärsignal herrscht zwischen simuliertem und gemessenem Verlauf erst ab dem fünfzigsten Arbeitsspiel eine gute Übereinstimmung. Die Hauptursache liegt in der sich rasch erwärmenden Zylinderwand bei konstant konditioniertem Kühlwasser. Der Wärmeübergang im Zylinderkopf ermöglicht ein Ansteigen der Temperatur im Bereich des Wandfilmes auf etwa 40°C innerhalb der ersten 100 Arbeitsspiele obwohl Kühlwasser, Kraftstoff und Ansaugluft auf $T=-10^{\circ}\text{C}$ temperiert sind. So entsteht ein Temperaturgradient von $\Delta T=50 - 60^{\circ}\text{C}$, der über das Saugrohr die Wandfilmdynamik beeinflusst. Dieser nichtlinearen Einfluß auf die Wandfilmdynamik kann durch lineare Identifikationsverfahren nicht berücksichtigt werden. Allerdings sind die Auswirkungen dieses Temperaturgradienten bei höheren Kühlwassertemperaturen viel geringer.

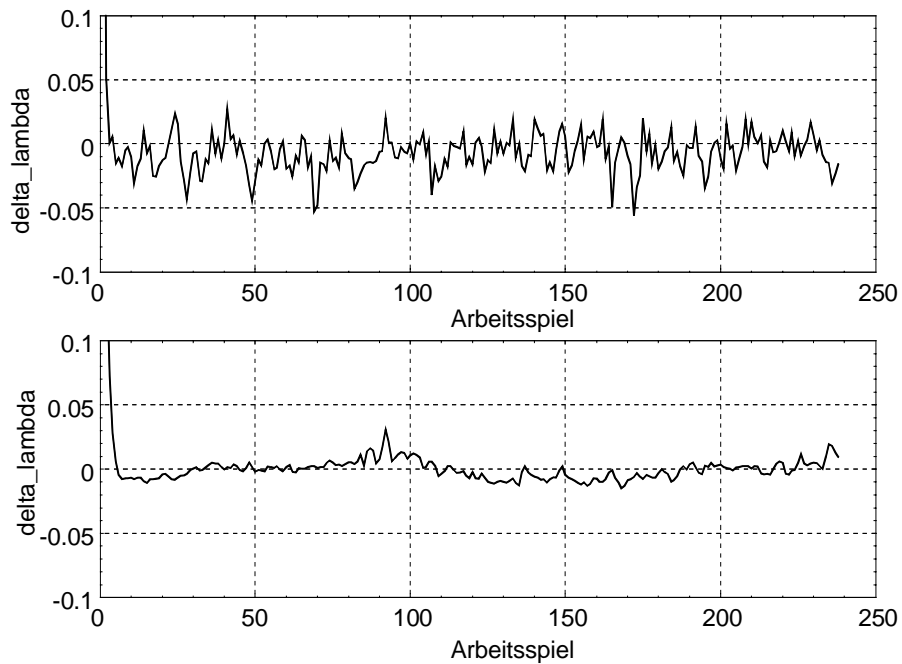


Abbildung 8.5 : Absolute Fehler des Identifikationsergebnisses für die Pseudo-Rausch-Binär Funktion und die Sprungfunktion bei $T=80\text{ °C}$, $N=1500\text{ U/min}$, und $P_s=500\text{ hPa}$

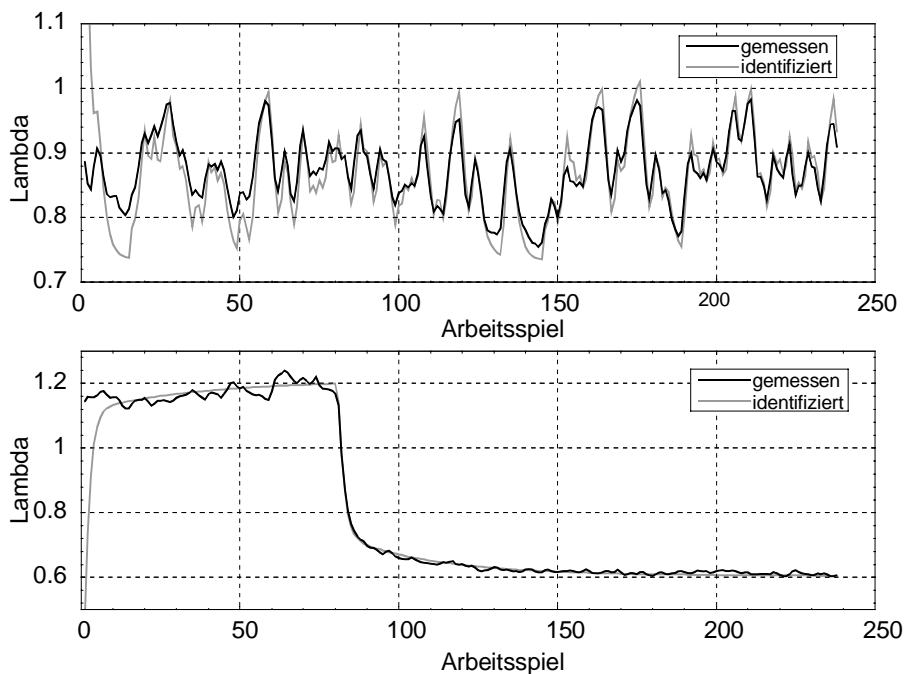


Abbildung 8.6: Vergleich von Messung und Simulation des Wandfilmeffektes bei $T=-10\text{ °C}$, $N=1500\text{ U/min}$, und $P_s=500\text{ hPa}$

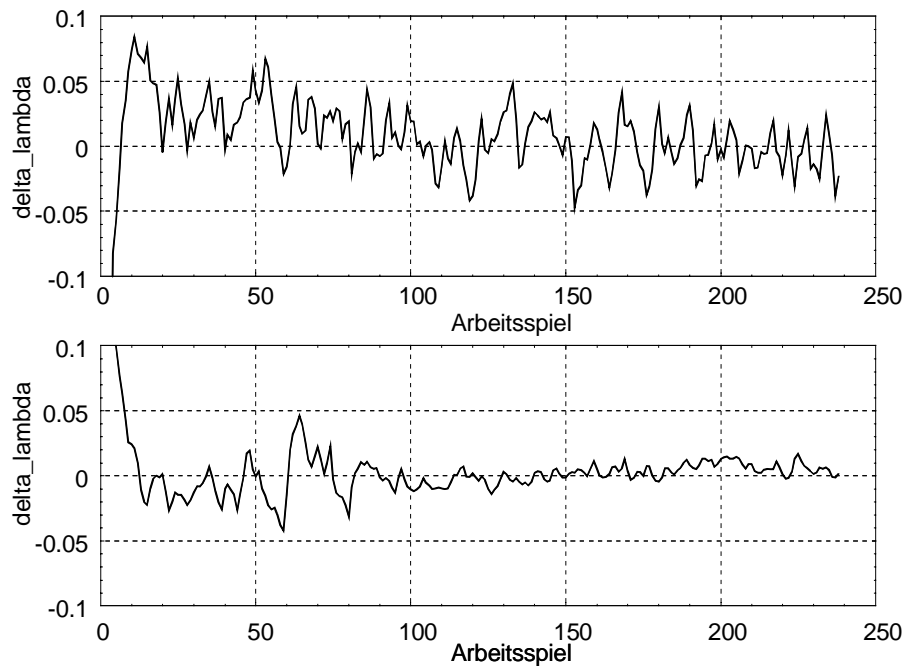


Abbildung 8.7 : Absolute Fehler des Identifikationsergebnisses für die Pseudo-Rausch-Binär Funktion und die Sprungfunktion bei $T=-10\text{ °C}$, $N=1500\text{ U/min}$, und $P_s=500\text{ hPa}$

Der absolute Fehler in Abbildung 8.7 zwischen gemessenem und identifiziertem Signal ist ebenfalls zu Beginn der Messung größer. Für die Identifikation mit dem Pseudo-Rausch-Binärsignal als Eingangsgröße liegt der Betrag der maximalen Lambdaabweichung nach der Einschwingphase zu Beginn bei ca. 0.07. Nach der lokalen Aufwärmphase im Bereich des Wandfilms verbleibt der Betrag unterhalb von 0.05. Die Sprungfunktion zeigt ein unkritischeres Verhalten. Der Betrag der Abweichung bleibt nach der Einschwingphase unterhalb von 0.05.

8.1.3 Die identifizierten Parameter

Die in Kap. 8.1.2 beschriebenen Ergebnisse basieren ausschließlich auf der in Abbildung 4.26 dargestellte Modellstruktur. Das Identifikationsverfahren arbeitet zeitdiskret und liefert die Pole der äquivalenten, zeitdiskreten Übertragungsfunktion, sowie die Teilungsfaktoren für den Durchgriff, den Ventilmembran und den Wandfilm. Die Pole der zeitdiskreten Übertragungsfunktion entsprechen dabei den Termen der Rückführungen des in der Jordan-Normalform dargestellten Modells in Abb. 4.26. z entspricht dem Pol des Wandfilmzweiges, z dem Pol des Ventilmembranzweiges.

$$z_W = e^{-\frac{T_{\text{asp}}}{\tau_W}} \quad (8.1)$$

$$z_V = e^{-\frac{T_{\text{asp}}}{\tau_V}} \quad (8.2)$$

Die entsprechenden Zeitkonstanten lauten:

$$\tau_W = -\frac{T_{Asp}}{\ln z_W} \quad (8.3)$$

$$\tau_V = -\frac{T_{Asp}}{\ln z_V} \quad (8.4)$$

In Tabelle 8.2 ist die Pollage des Wandfilmzweiges in Abhängigkeit von der Kühlwassertemperatur aufgeführt. Dieser Pol zeigt eine starke wesentliche Abhängigkeit von der Temperatur.

Temperatur	Pol (z)
$T_K = -10^\circ\text{C}$	0.975
$T_K = 0^\circ\text{C}$	0.97
$T_K = 20^\circ\text{C}$	0.965
$T_K = 40^\circ\text{C}$	0.96
$T_K = 60^\circ\text{C}$	0.94
$T_K = 80^\circ\text{C}$	0.938

Tabelle 8.1 : Die Pollage des Wandfilmzweiges

Abbildung 8.8 stellt die Zeitkonstante τ in Abhängigkeit der Temperatur dar. Sie variiert in einem großen Bereich von 3.2 s bei -10°C bis 1.2 s bei 80°C .

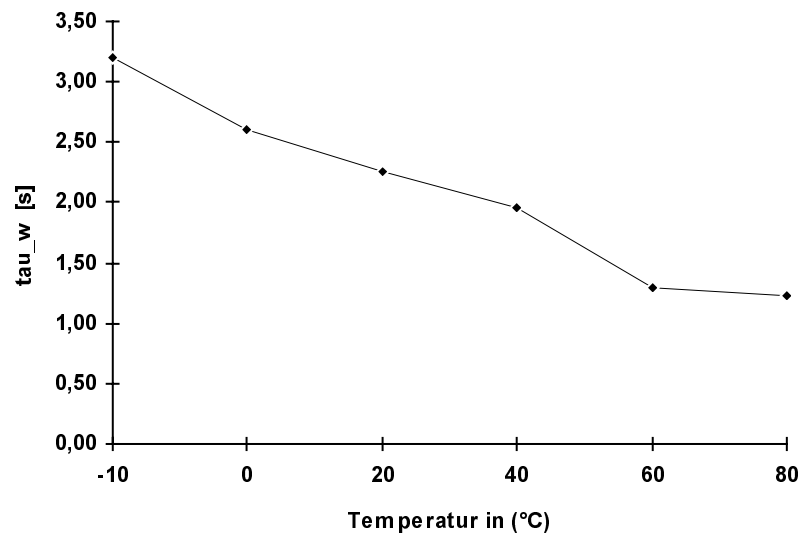


Abbildung 8.8 : Die Zeitkonstante des Wandfilms in Abhängigkeit von der Kühlwassertemperatur

Der Pol des Ventilmembranzweiges zeigt eine nur schwache Temperaturabhängigkeit. Seine Lage bewegt sich im Bereich von 0.35 bis 0.45. Dies entspricht einer Zeitkonstante von 0.072 s bei 80°C bis 0.1 s bei -10°C.

Einen Einfluß auf die Dynamik des Wandfilms kann bei Messungen mit höherer, bzw. niedrigerer Drehzahl als 1500 U/min auch experimentell nicht festgestellt werden.

Auch bei einer Änderung des Saugrohrdruckes kann keine nennenswerte Veränderung in der Wandfilmdynamik beobachtet werden. Das Abdampfverhalten des Wandfilmes wird zwar offensichtlich durch den Saugrohrdruck beeinflusst, jedoch scheinen sich in diesem Fall unterschiedliche Effekte zu kompensieren (Wärmeübergänge, Siedepunkte, Schubspannungen, Filmflächen und Filmdicken, Restgasrückströmungen usw.).

Tabelle 8.2 stellt die Teilungsfaktoren für den Durchgriff, den Wandfilmzweig und den Ventilmembranzweig in Abhängigkeit von der Temperatur gegenüber. In allen Betriebspunkten lagern sich über 60% des eingespritzten Kraftstoffs zunächst an der Wand an. An der Oberfläche des Ventils wird geringfügig mehr Kraftstoff angelagert als an der Saugrohrwand. Dieser wird jedoch auch wesentlich schneller wieder abgetragen. Die Bilanz ist von den stationären Kraftstoffdefiziten bereinigt.

	$1 - X_w - X_v$	X_w	X
$T_w = -10^\circ\text{C}$	0.31	0.32	0.37
$T_w = 40^\circ\text{C}$	0.35	0.27	0.38
$T_w = 80^\circ\text{C}$	0.37	0.24	0.39

Tabelle 8.2 : Die Teilungsfaktoren des Wandfilmmodells

8.2 Kompensation der Wandfilmdynamik

Der folgende Abschnitt beschreibt zwei Methoden zur Kompensation der Wandfilmdynamik. Im ersten Fall wird die Übertragungsfunktion des Wandfilmmodells invertiert und der Einspritzung als Kompensationsglied vorgeschaltet. Die Methode ist in der Praxis stark verbreitet und stellt in diesem Zusammenhang die Vergleichsmethode dar. Das zweite Kompensationsverfahren entspricht einem Zustandsregler mit Zustandsbeobachter. Beide Methoden werden bezüglich ihrer Robustheit gegenübergestellt.

8.2.1 Kompensation durch ein invertiertes Modell (Model-Matching)

Der Einsatz der Model-Matching Methode zur Kompensation der Wandfilmdynamik wird in [Mats] und [Benn] für ein Wandfilmmodell erster Ordnung nach Aquino beschrieben. Im folgenden wird die Methode auf das identifizierte Wandfilmmodell 2. Ordnung angewendet.

Die Model-Matching Methode basiert auf einem einfachen Grundgedanken. Soll die Dynamik einer Teilstrecke kompensiert werden, so wird vor die Teilstrecke dessen inverses Modell geschaltet, und die Übertragungsfunktion zwischen Eingang und Ausgang resultiert theoretisch zu 1.

Allerdings müssen hierzu zwei Voraussetzungen erfüllt sein:

- a.) Die Streckendynamik muß exakt bekannt sein. Dies ist jedoch bei realen technischen Systemen selten der Fall. Andererseits ist eine Kompensation nur für bestimmte Systemordnungen und Systemparameter möglich. Bei ungünstigen Parametern wird das inverse Modell instabil, und das Gesamtsystem divergiert.
- b.) Die Ordnung des Nenners und die Ordnung des Zählers müssen übereinstimmen, da sonst das inverse Modell nicht kausal ist. Ein Durchgriff im Streckenmodell ist somit die notwendige Bedingung für die inverse Modellierung. Diese Bedingung ist jedoch bei der hier betrachteten Problematik erfüllt.

Die Nullstellen des Zählers bilden die Polstellen des inversen Modells und müssen deshalb genauer untersucht werden. Da sich die Nullstellen $n_{1,2}$ des Systems bzw. die Pole des inversen Modells auf der reellen Achse bewegen, können folgende 3 Fälle unterschieden werden:

- $0 \leq n_{1,2} \leq 1$ inverses Modell asymptotisch stabil
- $-1 \leq n_{1,2} < 0$ inverses Modell stabil, aber schwingungsfähig
- $|n_{1,2}| > 1$ inverses Modell instabil

Zur Bildung überschaubarer Übertragungsfunktionen werden die Exponentialfunktionen aus Abbildung 4.46 substituiert.

$$\left(1 - e^{-\frac{T_{Asp}}{\tau_w}}\right) = \beta, \quad \left(1 - e^{-\frac{T_{Asp}}{\tau_v}}\right) = \alpha, \quad X_D = 1 - X_W - X_V \quad (8.5)$$

Die Übertragungsfunktion der Wandfilmdynamik lautet somit:

$$\frac{m_{Ke}(z)}{m_{KZyl}(z)} = G(z) = \frac{X_V \cdot \alpha}{z - (1 - \alpha)} + \frac{X_W \cdot \beta}{z - (1 - \beta)} + X_D \quad (8.6)$$

Mit einem gemeinsamen Nenner lautet die Übertragungsfunktion dann:

$$G(z) = \frac{1}{(z - (1 - \alpha)) \cdot (z - (1 - \beta))} \cdot \left[X_D \cdot z^2 + (X_V \cdot \alpha + X_W \cdot \beta + X_D \cdot (\alpha + \beta - 2)) \cdot z - (X_V \cdot \alpha \cdot (1 - \beta) + X_W \cdot \beta \cdot (1 - \alpha) + X_D \cdot (1 - \beta) \cdot (1 - \alpha)) \right] \quad (8.7)$$

In Tabelle (8.3) sind die Pole der inversen Übertragungsfunktion für $T = -10^\circ\text{C}$ und $T = 80^\circ\text{C}$ angegeben.

Temperatur	1. Pol	2. Pol
$T = 80^\circ\text{C}$	0.92	-0.39
$T = -10^\circ\text{C}$	0.96	-0.47

Tabelle 8.3 : Pole der inversen Übertragungsfunktion

Die Model-Matching Methode ist für die gegebene Anwendung also möglich, da das inverse Modell der Wandfilmdynamik stabil ist.

Allerdings handelt es sich bei der Model-Matching Methode um eine reine Vorsteuerung. Herrscht eine exakte Übereinstimmung zwischen Modell und Realität, ergibt sich im Instationärbetrieb keine Abweichung vom Sollwert $\lambda=1$. Erfahrungsgemäß kann jedoch nie von dieser Voraussetzung ausgegangen werden.

In der Praxis muß von erheblichen Parameterschwankungen (bis zu 20%) ausgegangen werden, welche bei dieser Methode in jedem Fall Gemischfehler verursachen. Die wichtigsten Ursachen für Parameterschwankungen sind:

- Verrußung der Einlaßventile
- Verschmutzung des Einlaßkanals
- unterschiedliche Kraftstoffe

In Abbildung 8.9 ist die Auswirkung der Wandfilmdynamik auf das λ -Signal bei einer Luftänderung im Zylinder, die einem idealen Drosselklappensprung von Leerlauf auf Vollast entspricht, dargestellt. Zwischen Modell und Strecke besteht ein Parameterfehler von 20%. Die Wandfilmdynamik wird mit der Model-Matching Methode kompensiert.

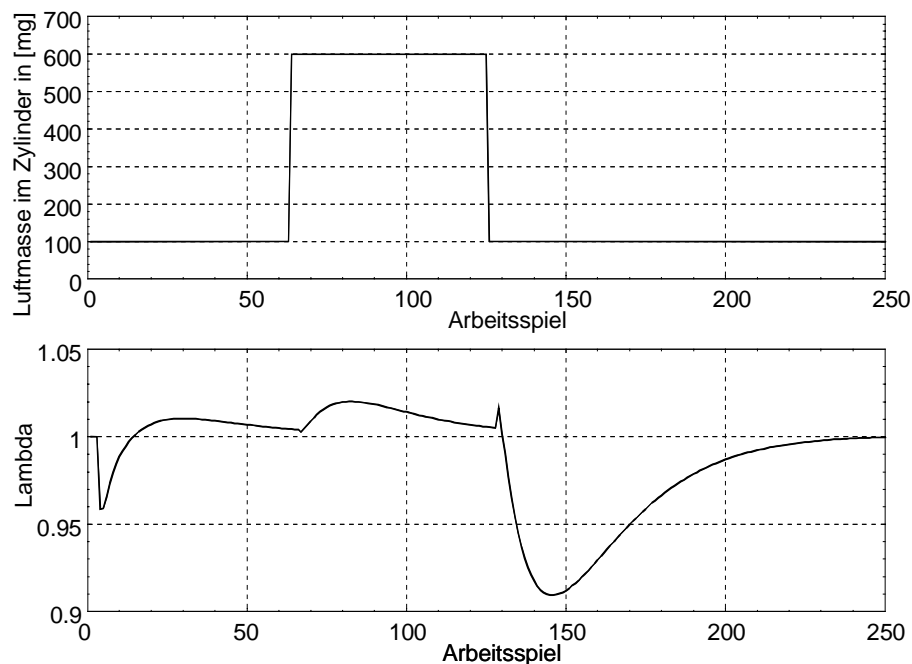


Abbildung 8.9 : *Auswirkungen eines Parameterfehlers auf die Gemischbildung mit einem Model- Matching Kompensationsverfahren*

Bei einem Drosselklappensprung von Vollast auf Leerlauf erreicht die Abweichung ihr Maximum von -9%.

8.3 Zeitvarianter Zustandsregler mit Beobachter

Der folgende Abschnitt beschreibt eine robuste Kompensationsregelung mit Beobachter im Zustandsraum, die bei exakt bekannter, störungsfreier Strecke im Instationärbetrieb ein mit der Model-Matching Methode vergleichbares Ergebnis zeigt. Gegenüber Parameterschwankungen zeigt sie jedoch ein robustes Verhalten. Aufgrund ihrer einfachen Struktur ist sie leicht in Motorsteuergeräte implementierbar.

8.3.1 Entwurf von Beobachter und Regler

Im folgenden werden die in Kapitel 3 beschriebenen Verfahren zur deterministischen Zustandsbeobachtung (Luenbergerbeobachter) und zur Zustandsregelung auf die Problemstellung der Wandfilmkompensation angewendet. Da der Kraftstoffpfad zeitvariante Parameter besitzt, muß eine Anpassung des Reglers und des Beobachters an den aktuellen Arbeitspunkt (Last, Drehzahl) erfolgen.

Abbildung (8.10) zeigt die regelungstechnische Struktur des Kraftstoffpfades mit 5 Zuständen. Auch in diesem Fall sind die stationären stationären Kraftstoffdefizite bereits in der eingespritzten Kraftstoffmasse m_{Ke} berücksichtigt.

Die Totzeit des Auspuffkrümmers wird mit Hilfe einer konstanten Verzögerung um zwei Arbeitsspiele realisiert.

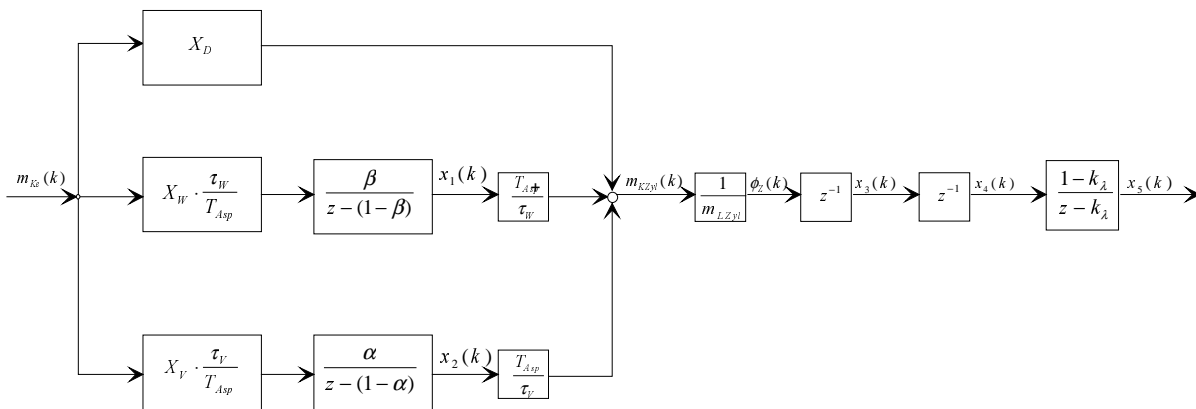


Abbildung 8.10 : Zustandsgrößen des Kraftstoffpfades

Die System- und Beobachtungsgleichungen der abgebildeten Struktur lauten:

$$x_1(k+1) = (1 - \beta) \cdot x_1(k) + \beta \cdot X_W \cdot \frac{\tau_W}{T_{Asp}} \cdot m_{Ke}(k) \quad (8.8)$$

$$x_2(k+1) = (1 - \alpha) \cdot x_2(k) + \alpha \cdot X_V \cdot \frac{\tau_V}{T_{Asp}} \cdot m_{Ke}(k) \quad (8.9)$$

$$x_3(k+1) = \frac{1}{m_{LZyl}} \cdot \left[\frac{T_{Asp}}{\tau_W} \cdot x_1(k) + \frac{T_{Asp}}{\tau_V} \cdot x_2(k) + X_D \cdot m_{Ke}(k) \right] \quad (8.10)$$

$$x_4(k+1) = x_3(k) \quad (8.11)$$

$$x_5(k+1) = k_\lambda \cdot x_5(k) + (1 - k_\lambda) \cdot x_4(k) \quad (8.12)$$

$$y(k) = x_5(k) \quad (8.13)$$

In Gleichung (8.9) geht die Luft im Zylinder m_{LZyl} in die Zustandsgleichung mit ein. Somit sind die Matrizen A und B zeitvariant. Physikalisch stellt der Zustand $x_5(k)$ das Kraftstoff-/Luftverhältnis dar. Die Beziehung zum gemessenen Lambda beschreibt Gleichung (8.14).

$$\lambda(k) = \frac{m_L(k)}{m_K(k) \cdot F_{stoch}} = \frac{1}{\phi_Z(k) \cdot F_{stoch}} \quad \text{mit} \quad F_{stoch} = 14.7 \quad (8.14)$$

Die Zustände $x_1(k)$ und $x_2(k)$ sind proportional zu den Wandfilmmassen. In Matrixschreibweise lautet dann das System- und Beobachtungsmodell:

$$\underline{x}(k+1) = \begin{bmatrix} (1-\beta) & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & (1-\alpha) & 0 & 0 & 0 \\ \left(\frac{1}{m_{LZyl}} \cdot \frac{T_{Asp}}{\tau_W} \right) & \left(\frac{1}{m_{LZyl}} \cdot \frac{T_{Asp}}{\tau_V} \right) & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & (1-k_\lambda) & k_\lambda \end{bmatrix} \cdot \underline{x}(k) + \begin{bmatrix} \beta \cdot \frac{\tau_W}{T_{Asp}} \cdot X_W \\ \alpha \cdot \frac{\tau_V}{T_{Asp}} \cdot X_V \\ \left(\frac{1}{m_{LZyl}} \cdot X_D \right) \\ 0 \\ 0 \end{bmatrix} \cdot m_{Ke} \quad (8.15)$$

$$y(k+1) = [0 \ 0 \ 0 \ 0 \ 1] \cdot \underline{x}(k) \quad (8.16)$$

Das System ist offensichtlich für alle realen Luftmassen steuer- und beobachtbar. Zur Kompensation der Wandfilmdynamik ist keine vollständige Zustandsrückführung erforderlich. Es genügen in diesem Fall Rückführungen der beiden Zustände x_1 und x_2 . Die Grundlage zur Bestimmung des Regelgesetzes für eine vollständige Wandfilmkompensation stellt die Gleichung (8.17) dar.

$$m_{KZyl}(k) = \frac{T_{Asp}}{\tau_W} \cdot x_1(k) + \frac{T_{Asp}}{\tau_V} \cdot x_2(k) + X_D \cdot m_{Ke}(k) \quad (8.17)$$

Wird $m_{KZyl}(k)$ als Führungsgröße eingesetzt, so ergibt die Auflösung von Gleichung (8.17) nach der eingespritzten Kraftstoffmenge $m_{Ke}(k)$ die Lösung.

Das Regelgesetz lautet dann:

$$m_{Ke}(k) = \frac{1}{X_D} \left[m_{KZyl}(k) - \frac{T_{Asp}}{\tau_W} \cdot x_1(k) - \frac{T_{Asp}}{\tau_V} \cdot x_2(k) \right] \quad (8.18)$$

Im Fall einer exakten Übereinstimmung von Modell und Realität verhält sich der Regler analog zur Model-Matching Methode und zeigt instationär keine Abweichungen. Zum Entwurf des Beobachters bietet sich bei der gegebenen Anwendung das Polvorgabeverfahren an. Der Entwurf erfolgt nach Kap. 3.1. Beim Entwurf der Beobachtungsmatrix L ergibt sich eine lineare Abhängigkeit von der Luftmasse im Zylinder, die durch Geradengleichungen berücksichtigt werden kann. Aufgrund der einfachen Beschreibung des Regelgesetzes und der Beobachtungsmatrix L kann dieser zeitvariante Zustandsregler mit Beobachter problemlos auch auf Rechnern mit begrenzten Ressourcen implementiert werden.

8.3.2 Simulationsergebnisse der Kompensationsregelung

In Abbildung 8.11 ist in der oberen Kurve ein maximaler, idealer Drosselklappensprung innerhalb eines Arbeitsspiels von Leerlauf auf Vollast dargestellt. Bei dem gegebenen Einzylinderaggregat entspricht dies einer Änderung der Luftmasse im Zylinder von 100mg - 600mg. Zur Darstellung des Einschwingverhaltens verfügen die Strecke und das Modell über stark unterschiedliche Anfangsbedingungen (beim Start sind alle Zustände mit Null initialisiert). Beim idealen Drosselklappensprung ergibt sich anschließend eine maximale Abweichung von 1 - 2%.

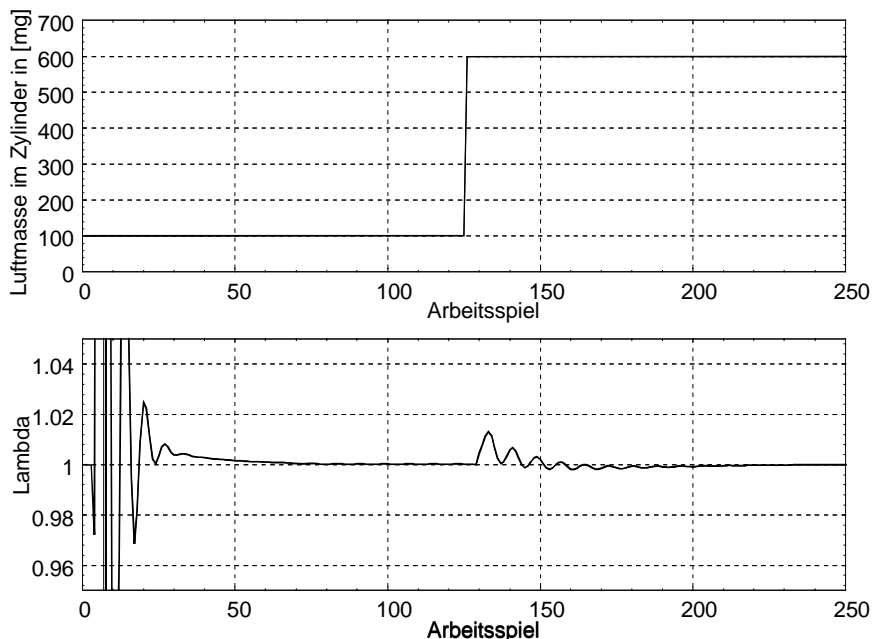


Abbildung 8.11 : *Instationärverhalten der Wandfilmkompensation bei einem Parameterfehler von 30% und positivem Lastsprung (Leerlauf-Vollast). $N=1500$ U/min, $T=80^{\circ}\text{C}$*

Dieses extreme Beispiel hat derzeit noch keine Praxisrelevanz, da bei Vollmotoren aufgrund des Saugrohrvolumens die Dynamik der Laständerung begrenzt wird. Im Fall von hochdynamischen, variablen Ventilsteuersystemen ist jedoch ein Lastwechsel von Leerlauf auf Vollast innerhalb eines Arbeitsspieles durchaus möglich. Diese Systeme verschärfen somit die Anforderungen an Wandfilmkompensationsverfahren.

Ein entsprechender Drosselklappensprung in umgekehrter Richtung wird in Abbildung 8.12 dargestellt. Die Abweichungen betragen maximal 5%. Diese hohe Abweichung wird durch die Stellgrößenbeschränkung (in negativer Richtung) der Einspritzung verursacht. Bei einem Drosselklappensprung in negativer Richtung baut sich der Wandfilm durch die Mindereinspritzung ab und es fließt Kraftstoff aus dem Wandfilm in den Zylinder. Selbst wenn in diesem Arbeitsspiel überhaupt nicht eingespritzt wird, kann je nach Lastzustand zuviel Kraftstoff im Zylinder zur Verfügung stehen und das Gemisch wird angefettet.

Im Fall von positiven Lastsprüngen wird die Stellgröße bei maximaler Einspritzung (Dauereinspritzung) nur durch die Drehzahl begrenzt. D.h. im Bereich hoher Drehzahlen bestehen die kleinsten Reserven für eine Mehreinspritzung. In diesen Arbeitspunkten sind jedoch bei "normaler Fahrweise" geringere Lastwechselamplituden zu erwarten. In den meisten Fällen kann der Wandfilmaufbau durch Mehreinspritzung nahezu vollständig kompensiert werden.

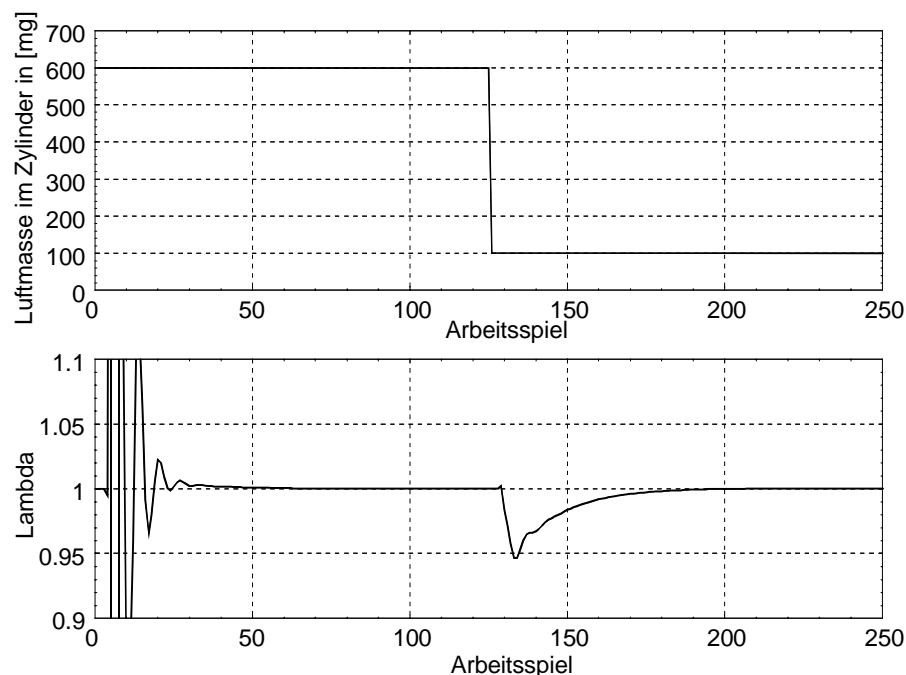


Abbildung 8.12 : *Instationärverhalten der Wandfilmkompensation bei einem Parameterfehler von 20% und negativem Lastsprung (Vollast-Leerlauf). $N=1500$ U/min, $T=80^{\circ}\text{C}$*

In Abbildung 8.13 werden die Model-Matching Methode und die Zustandsregelung gegenübergestellt. Die Testsequenz bilden zwei ideale Lastsprünge von Leerlauf nach Vollast, sowie von Vollast nach Leerlauf. Die Modelle beider Kompensationsverfahren verfügen über fehlerhafte Wandfilmparameter (Abweichung der Teilungsfaktoren um 20%).

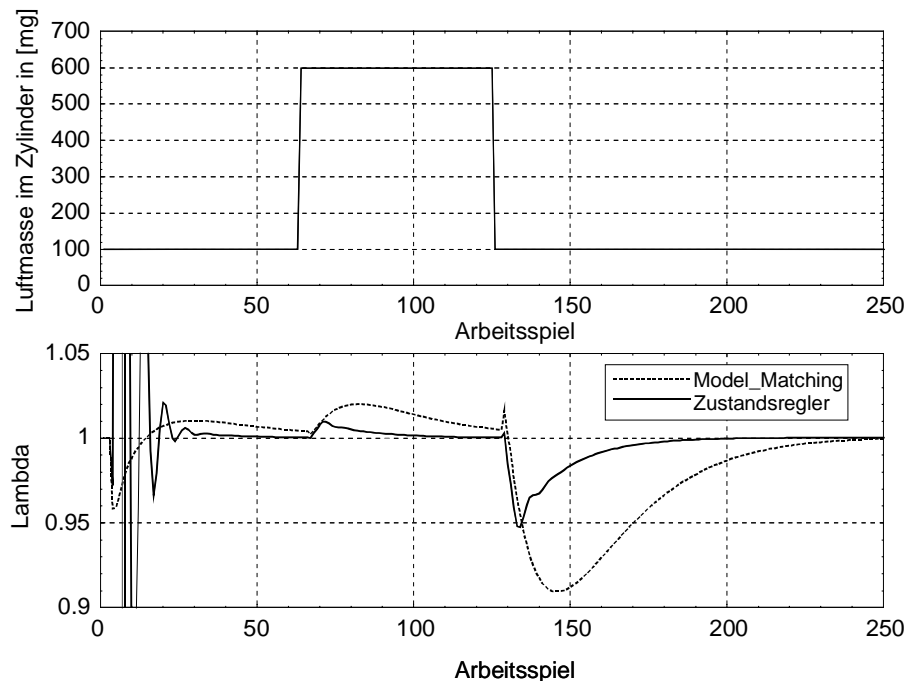


Abbildung 8.12 : *Gegenüberstellung von Model-Matching Methode und Zustandsregler bei fehlerhaften Wandfilmparametern (20%). $N=1500$ U/min, $T=80^{\circ}\text{C}$*

Gegenüber der Model-Matching Methode zeigt der Zustandsregler ein wesentlich stärkeres Einschwingverhalten. Der Grund liegt in der "scharfen" Einstellung von Regler und Beobachter. Die Pole des Beobachter liegen in der Nähe des Ursprungs.

Im eingeschwungenen Zustand zeigt der Zustandsregler wesentliche Vorteile. Durch die Beobachtung des Lambdasignales stehen dem Zustandsregler zusätzliche Informationen zur Verfügung, die dann zu einer Korrektur des Modells genutzt wird. Beim positiven und beim negativen Lastsprung zeigt der Zustandsregler wesentlich geringere Lambdaabweichungen als die Model-Matching Methode. Auch die Ausregelzeiten nach den Lastsprüngen sind bei der Variante mit Zustandsregelung wesentlich kürzer als bei der inversen Modellierung (Model-Matching Methode).

Die Kompensation von stationären Abweichungen kann durch eine Bias-Schätzung, mit einer entsprechenden Zustandsrückführung durchgeführt werden [Chang]. Wird diese Regelung als konventionelle PI-Regelung entworfen entspricht die Gesamtstruktur dann einer PI-Zustandsregelung [Föl-3]. Alternativ kann auch eine überlagerte Lambdaregelung zur Unterdrückung von Gleichanteilen eingesetzt werden.

9 Anhang

9.1 Berechnung des geometrischen Öffnungsquerschnittes einer Drosselklappe

Abbildung 9.1 zeigt die stark vereinfachte Seitenansicht einer geschlossenen Drosselklappe mit überdimensionaler Scheibendicke d und Achsbolzenradius r . Im folgenden soll nun der geometrische Öffnungsquerschnitt mit Berücksichtigung der Drosselscheibendicke berechnet werden. Die Projektionsfläche der Drosselgeometrie setzt sich lediglich aus der Achsbolzengeometrie und zwei Ellipsensegmenten, deren Halbachsen durch R bzw. die Kanten A und C der Drosselklappenscheibe beschrieben werden können, zusammen. Dies ergibt somit für den geometrischen Öffnungsquerschnitt:

$$A_{geo} = \pi \cdot R^2 - A_B - 2 \cdot A_{eseg} \quad (9.1)$$

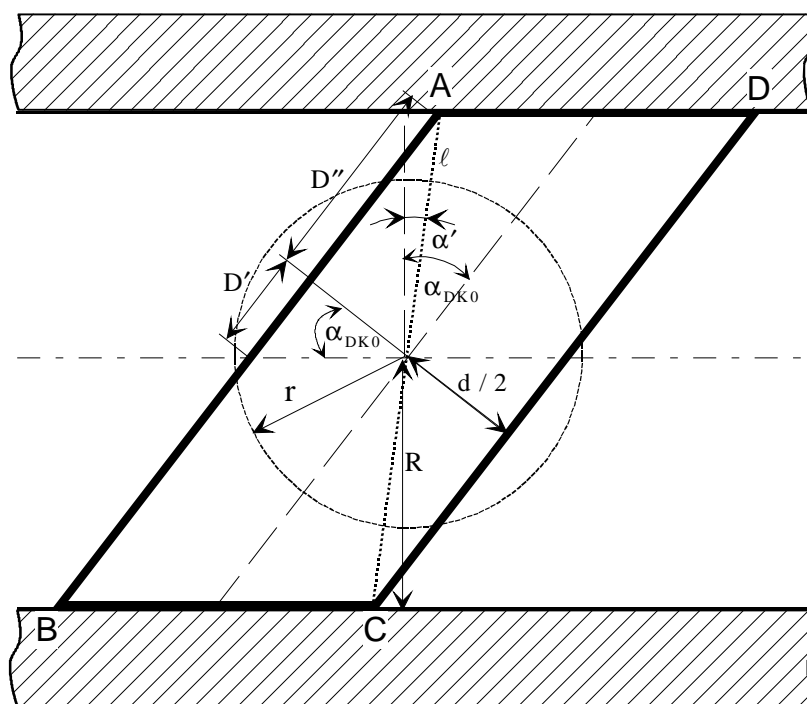


Abbildung 9.1 : *Seitenansicht einer Drosselklappe mit überdimensionaler Drosselklappenscheibendicke*

Aufgrund des symmetrischen Aufbaus der Drosselklappe kann die reale Drosselscheibe durch eine ideale Drosselscheibe mit $d=0$ und dem Korrekturwinkel α' substituiert werden. Die Berechnung von α' erfolgt durch die Gleichungen (9.2) bis (9.4).

$$\alpha' = \arccos \frac{R}{l} \quad (9.2)$$

$$l = \sqrt{\left(\frac{d}{2}\right)^2 + D''^2}$$

$$D'' = \frac{D}{2} - \frac{d}{2} \tan \alpha_{DK0} \quad \text{mit } D = \frac{2R}{\cos \alpha_{DK0}} \quad (9.3)$$

mit $\frac{D}{2} = D' + D''$

$$\alpha' = \arccos \left(\frac{R}{\sqrt{\frac{d^2}{4} + \left(\frac{R}{\cos(\alpha_{DK0})} - \frac{d}{2} \tan(\alpha_{DK0}) \right)^2}} \right) \quad (9.4)$$

α_{DK0} entspricht dem Drosselklappenwinkel am mechanischen Anschlag und beträgt konstruktionsbedingt minimal dem Klemmwinkel $\alpha_k = \arcsin(d/R)$.

Für den effektiven geometrischen Öffnungswinkel ergibt sich somit:

$$\alpha_{eff} = \alpha_{DK} - \alpha_{DK0} + \alpha' \quad (9.5)$$

Die Projektionsfläche des Achsbolzens setzt sich aus zwei Kreissegmenten und einem Quadrat zusammen (Abbildung 9.2). Die Fläche selbst hängt nur von r und R ab und kann mit den Gleichungen 9.6 bis 9.8 berechnet werden.

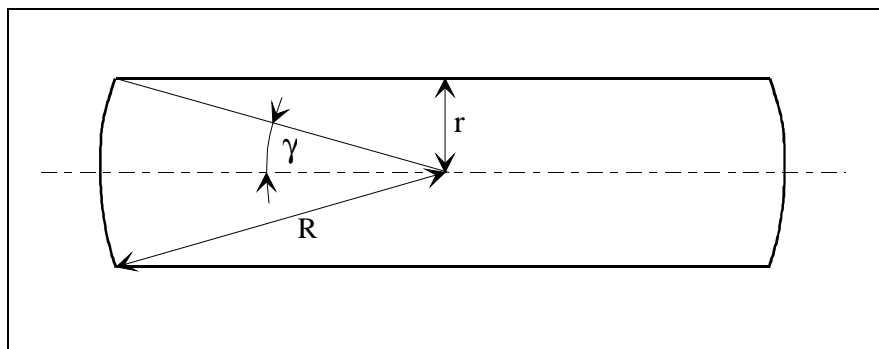


Abbildung 9.2: Geometrie des Achsbolzens

$$A_B = 4 \int_0^{\gamma} \int_0^R R \, d\varphi \, dR + 2 \cdot R \cdot r \cos\left(\arcsin \frac{r}{R}\right) \quad (9.6)$$

$$\gamma = \arcsin \frac{r}{R} \quad (9.7)$$

$$A_B = 2 \cdot R^2 \arcsin \left(\frac{r}{R} \right) + 2 \cdot R \cdot r \sqrt{1 - \frac{r}{R}} \quad (9.8)$$

Die Projektionsfläche der Drosselklappenscheibe ergibt zwei Ellipsensegmente. Ausgehend von der allgemeinen Gleichung zur Berechnung eines Ellipsenabschnitts (9.9) entspricht R der großen, sowie h der kleinen Halbachse. Das Ellipsensegment wird durch den Bolzenradius $y=r$ begrenzt. Die Gesamtfläche eines Segmentes A_{eseg} wird somit durch (9.10) und (9.11) bestimmt.

$$S = a \cdot b \cdot \arccos \left(\frac{y}{b} \right) - x \cdot y \quad (9.9)$$

$$x = R \sqrt{1 - \frac{r^2}{h^2}} \quad (9.10)$$

$$A_{\text{eseg}} = R \cdot h \cdot \arccos \left(\frac{r}{h} \right) - R \sqrt{1 - \frac{r^2}{h^2}} \quad (9.11)$$

Die Höhe h entspricht dem Abstand der achsnahen Kanten A und C der Drosselscheibe zur Symmetrielinie des Ansaugrohres. Die Berechnung von h kann durch (9.12) und (9.13) erfolgen.

$$h = l \cdot \cos(\alpha_{\text{eff}}) \quad (9.12)$$

$$h = l \cdot \cos \left\{ \alpha_{\text{DK}} - \alpha_{\text{DK0}} + \arccos \left(\frac{R}{l} \right) \right\} \quad (9.13a)$$

mit

$$l = \sqrt{\frac{d^2}{4} + \left(\frac{R}{\cos(\alpha_{\text{DK0}})} - \frac{d}{2} \tan(\alpha_{\text{DK0}}) \right)^2} \quad (9.13b)$$

10 Formelzeichen und Abkürzungen

Modellbildung

\dot{m}_{LDK}	Luftmassenstrom an der Drosselklappe
\dot{m}_{LZyl}	Luftmassenstrom in die Zylinder
\dot{m}_{LAGR}	Luftmassenstrom der Abgasrückführung
\dot{m}_{LTE}	Luftmassenstrom der Tankentlüftung
H_1, H_2	Enthalpien
m	Massen
$L_{i,\Delta}$	technische Arbeit
U	innere Energie
g	Erdbeschleunigung
z_1, z_2	geometrische Höhen
Q_w	zu- und abgeführte Wärme
ω	Strömungsgeschwindigkeit
p	Druck
V	Volumen
T	Temperatur
R_i	individuelle Gaskonstante
c_v, c_p	spez. Wärmemenge bei konst. Volumen bzw. bei konstantem Druck
κ	Adiabatexponent
δ_i	Dichte
γ	Isentropenexponent
c	Dischargekoeffizient
α_{DK}	Drosselklappenwinkel
α_{DK0}	Anschlagwinkel (Drosselklappe)
α_K	Klemmwinkel (Drosselklappe)
α'	Korrekturwinkel
D	Durchmesser der Drosselkappe
d	Durchmesser der Drosselkappenscheibe
A_{eseg}	Fläche eines Ellipsensegmentes
A_{geo}	geometrischer Strömungsquerschnitt der Drosselklappe
A_{eff}	effektiver Strömungsquerschnitt der Drosselklappe
h	Höhe der äußeren Kanten der Drosselkappenscheibe über der Symmetrielinie
r	Radius des Achsbolzens (Drosselklappe)
R	Radius der Drosselklappe
p_s	Saugrohrdruck
p_a	Außendruck

T_a	Außentemperatur
η_{Vol}	volumetrischer Wirkungsgrad (Liefergrad)
\dot{V}_{Zyl}	Volumenstrom in den Zylinder
B_Z	Zylinderbohrung
λ_K	Verhältnis zwischen der Kröpfung der Pleuellänge und der Pleuellänge
V_{Hub}	Hubvolumen
ζ_S	Druckverhältnis im Saugrohr
λ_{Zy}	normiertes Kraftstoff/Luftverhältnis im Zylinder
V_e	eingespritztes Kraftstoffvolumen
m_{Ke}	eingespritzte Kraftstoffmasse
$\rho(T_K)$	Dichte des Kraftstoffs
\dot{m}_K	Kraftstoffmassenstrom
m_{KW}	Kraftstoffmasse im Wandfilm
m_{KV}	Kraftstoffmasse im Ventilmembran
m_K	verdunsteter Kraftstoff
τ_W	Zeitkonstante des Wandfilms
τ_V	Zeitkonstante des Ventilmembrans
X_W	Teilungsfaktor für den Wandfilm
X_V	Teilungsfaktor für den Ventilmembran
D	Durchgriff
T_{ASP}	Zeitdauer für ein Arbeitsspiel
m_{KA}	Restkraftstoffmasse im Abgas
m_A	Restluft im Abgas
ϕ	Kraftstoff/Luftverhältnis
r	relative Restgasmenge
m_{Kfr}	Kraftstoff im Frischgas
m_{Lfr}	Luft im Frischgas
D_0	Diffusionskoeffizient
I_P	Pumpstrom
F	Faradaykonstante
L_D	Länge der Diffusionsstrecke
$P_{0,A}$	Sauerstoffpartialdruck im Abgas
$P_{0,D}$	Sauerstoffpartialdruck in der Diffusionszelle
N	Drehzahl
T_{SW}	Temperatur an der Saugrohrwand (entspricht annähernd der Kühlwassertemperatur)
V_S	Saugrohrvolumen
n_{Zyl}	Anzahl der Zylinder
$A_{stör}$	Öffnungsquerschnitt einer Störung
\tilde{A}_{eff}	Gesamtöffnungsquerschnitt
ξ_S	adaptiver Parameter

\tilde{m}_{Dk}	adaptiver Luftmassenstrom
$\sigma^2()$	Varianzen
ω_p	Pulsationskreisfrequenz
$\Delta\varphi$	Abtastwinkel
\underline{s}	Pulsationszustand
Φ_{pul}	Periodendauer einer Pulsation in Grad Kurbelwinkel
$\tilde{\alpha}$	Pulsationswinkel
f_{puls}	Pulsationsfrequenz
\bar{m}_r	Steigung der Regressionsgeraden
\bar{a}_r	Offset der Regressionsgeraden
β	Korrelationsparameter
T_{SEG}	Zeitdauer zwischen zwei Zündungen eines Vollmotors

Schätzverfahren

\underline{u}	Eingangsvektor
\underline{x}_0	Anfangszustand
\underline{v}	vektorielle, stochastische Meßstörung
\underline{y}	vektorielle Ausgangsgröße
K	Verstärkungsmatrix
$\hat{\underline{x}}(k), \hat{\underline{x}}(t)$	zeitdiskreter bzw. zeitkontinuierlicher Zustandsschätzvektor
$\hat{\underline{x}}_k^-(t_i^-), \hat{\underline{x}}_k^-(\varphi_i^-)$	zeitbezogenes und kurbelwinkelbezogenes time update
$\hat{\underline{x}}_k^+(t_i^+), \hat{\underline{x}}_k^+(\varphi_i^+)$	zeitbezogenes und kurbelwinkelbezogenes measurement update
F	linearisierte Systemmatrix
A	lokale Zustandsübergangsmatrix
B	Steuermatrix
H	linearisierte Beobachtungsmatrix
C	Beobachtungsmatrix (diskret)
$\tilde{\underline{x}}$	Schätzfehler
\underline{w}	vektorielle, stochastische Eingangsstörung
\underline{z}	stochastisch gestörte Ausgangsgröße
G	stochstische Kontrollmatrix
$E\{ \}$	Erwartungswert
$\delta(k, j)$	diskretes Kroneker Symbol
Q	Diffusionsmatrix
P_0	Anfangswert der Kovarianz
$\underline{Z}(k)$	vergrößerter Meßvektor
t_{k-1}^+	Zeitpunkt der Verfügbarkeit der Messung im Abtastschritt k-1.
t_{k-1}^-	Zeitpunkt unmittelbar vor der Verfügbarkeit der Messung im Abtastschritt k-1.

P_k^-	Schätzfehlerkovarianz des prädizierten Zustandes
P_k^+	Schätzfehlerkovarianz des korrigierten Zustandes
r_k	Residuum
\hat{x}_h^+	homogener Schätzvektor
$f(\underline{x}(t), \underline{u}(t), t)$	nichtlineare Zustandsübergangsfunktion
$h(\underline{x}(t_i), t_i)$	nichtlineare Beobachtungsfunktion
Q_S	Steuerbarkeitsmatrix
Q_B	Beobachtbarkeitsmatrix
W()	Lyapunov-Funktion
S	Vorfilter
Q	Kovarianzmatrix des Prozeßrauschens
R	Kovarianzmatrix des Meßrauschens
R_Z	Reglermatrix des Zustandsreglers
k	diskreter Abtastschritt

Abkürzungen

ZOT	oberer Totpunkt in der Zündphase
UEGO	Universal Exhaust Gas Oxygen Sensor
EC 93	Schadstoffgrenzwerte der Europäischen Union für 1993
FTP	Federal Test Procedure
Last	die in den Zylinder einströmende Luft
AGR	Abgasrückführung
ASP	Arbeitsspiel

11 Literatur

- [Acker] Ackermann, J., *"Abtastregelung"*, Springer Verlag, Heidelberg, (1988)
- [Aqui-1] Aquino, C.S., Fozo, R., "Transient A/F Characteristics for Cold Operation of a 1.6 Liter Engine with Sequential Fuel Injection", SAE 880691, (1988)
- [Aqui-2] Aquino, C.S., *"Transient A/F Control Characteristics of the 5 Liter Central Injection Engine"*, SAE 81094, (1981)
- [Arndt-1] Arndt, Ch., *"Informationsgewinnung und -verarbeitung in nichtlinearen dynamischen Systemen"*, Dissertation, Universität GH-Siegen, (1997)
- [Arndt-2] Arndt, Ch., Loffeld, O., *"Information gained by Data Fusing"*, European Symposium of Lasers, Optics, and Vision for Productivity in Manufacturing, Besancon, (1996)
- [Athans] Athans, M., "The Role of Modern Control Theory for Automotive Engine Control", SAE 780852 (1978)
- [Ault] Ault, B. A., *"System Identification and Air-Fuel Ratio Control of a Spark-Ignition Engine"*, PhD thesis, Standford Univerity, (1994)
- [Baehr] Baehr, H. D., *"Thermodynamik"*, Springer Verlag (1996)
- [Baru] Baruah, P. C., *"A Simulation Model for Transient Operation of Spark Ignition Engines"*, SAE 900682 (1995)
- [Beau] Beaumont, A.J., Beauchamp, S.W., *"Air Fuel Ratio Control Technology for Ultra Low Emission"*, 26. ISATA, (1993)
- [Benn] Benninger, N., *"Modellgestützte Instationärsteuerung für Ottomotoren"*, VDI-Tagung "Elektronik im Kraftfahrzeug", (1992)
- [Birk] Birkenfeld, W., *"Analyse kurzer Zeitreihen"*, Birkenhäuser Verlag, Stuttgart, (1977)
- [Boam] Boam, D. J., Finlay, I. C., *"A Model for Predicting Engine Torque Response"*, SAE 890565, (1989),
- [Box] Box, G. E., Jenkins, G. M., *"Time Series Analysis"*, Prentice Hall, New Jersey, (1994)
- [Bron] Bronstein, Semendjajew, *"Taschenbuch der Mathematik"*, Harri Deutsch Verlag, Frankfurt, (1989)

-
- [Carne] Carnevale, C., Coin, D., "*A/F Ratio Control with Sliding Mode Technique*", SAE 950838 (1995)
- [Chang] Chang, C-F., "*Air-Fuel-Ratio Control in an IC-Engine using an Event Based Observer*", SAE 930766,(1993)
- [Chin] Chin, Y.K., C, F.E., "*Engine Dynamics: Time-Based Versus Crank-Angle*", SAE 860412, (1986)
- [Coes] Coesfeld, R., "*Modelbasierte Motorsteuerung*", Automobil Industrie 4/93, (1993)
- [Corde] Corde, G., Bianco, Y., "*Air Mass Flow Rate Observer Applied to SI AFR*", SAE 952460 (1995)
- [Dob] Dobner, D.J., "*Dynamic Engine Models for Control Developement, Part I and Part II*", Int. Vehicle Design (1983)
- [Els] Elsner, N., "*Technische Thermodynamik*", Akademie Verlag., (1993)
- [Fek-1] Fekete, N. P., "*Model Based Air-Fuel Ratio Control of a Multi-Cylinder Lean-burn Engine*", PhD thesis, Standford Univerity, (1995)
- [Fek-2] Fekete, N. P., Gruden, I., "*Model Based Air-Fuel-Ratio Control of a Lean Multi-Cylinder Engine*", SAE 950846, (1995)
- [Föl-1] Föllinger, O., "*Lineare Abtastsysteme*", Oldenbourg Verlag, München, (1990)
- [Föl-2] Föllinger, O., "*Nichtlineare Regelungen Band I und Band II*", Oldenbourg Verlag, München, (1993)
- [Föl-3] Föllinger, O., "*Regelungstechnik*", Hüthig Verlag, Heidelberg, (1994)
- [Gan] Ganser, Scherer, M., T., Loffeld, O., "*Implementation of Data fusing algorithms on digital signal processors*", European Symposium of Lasers, Optics, and Vision for Productivity in Manufacturing, (1996)
- [Gelb] Gelb, A., "*Applied optimal Estimation*", The M.I.T Press, Massachusetts (1990)
- [Gep] Geppert, M., "*Entwurf und Implementierung eines Estimationsalgorithmus zur Berechnung dynamisch korrigierter Lastschätzwerte*", Diplomarbeit, Universität Karlsruhe, (1995)
- [Guz] Guzzella, L., "*Motorsysteme*", Vorlesescript SS 1996, ETH-Zürich, Labor für Verbrennungskraftmaschinen, (1995)
- [Hart] Hart, M., "*Identifikation und Kompensation der Wandfilmdynamik zur Reduzierung des Abgasverhaltens bei Ottomotoren im Instationärbetrieb*", Diplomarbeit, Universität Karlsruhe, (1995)

-
- [Hendr-1] Hendricks, E., Sorenson S.C, "*Mean Value Modeling of Spark Ignition Engines*", SAE 900616, .(1990)
- [Hendr-2] Hendricks, E., Sorenson S.C, "*Nonlinear, Closed Loop, SI Engine Control Observers*", SAE 920237, .(1992),
- [Hendr-3] Hendricks, E., Vesterholm T, "*Conventional Event Based Engine Control*", SAE 940377, .(1994)
- [Hendr-4] Hendricks, E., Vesterholm T. "*High Order continuous SI Engine Observers*", ACC - Nr. WM1, (1992)
- [Heyw] Heywood, J. B., "*Internal Combustion Engine Fundamentals*", Mc.Graw Hill International Editions, (1988)
- [Hip] Hippe, P., Wurmthaler Ch., "*Zustandsregelungen*", Oldenbourg Verlag München (1985)
- [Ioan] Ioannou, Petros A. "*Robust adaptive Control*" Prentice Hall, London, (1996)
- [Iser] Isermann, R., "*Identifikation dynamischer Systeme Band I und Band II*", Oldenbourg Verlag München (1991)
- [Iwano] Iwano, H., Jaitoh, M., "*An Analysis of Induction Port Fuel*", SAE 9912348 (1991)
- [Kaoru] Kaoru H., Hitoshi T., "*Emissions Reduction During Warm-Up Period by Incorporating Wall-Wetting Fuel Model on the Fuel Injection Strategy During Engine Starting*", SAE 952478 (1995)
- [Konz] Konzelmann, U., Hecht, H., "*Mikromechanischer Luftmassenmesser mit Erkennung der Strömungsrichtung*", VDI-Bericht Nr. 1152, (1994)
- [Krebs] Krebs, V., "*Nichtlineare Filterung*", Oldenbourg Verlag München, (1980)
- [Ljung] Ljung, L., "*System Identification - Theory for the User*", Prentice Hall, 1987
- [Lof-1] Loffeld, O, "*Estimationstheorie Band I und Band II*", Oldenbourg Verlag, München, (1990)
- [Lof-2] Loffeld, O, Vorlesescript "*Estimationstheorie* (1991)
- [Mats] Matsumura, T., Nanyoshi, Y., "*New Fuel Metering Technique for Compensation Wall Flow in a Transient Condition using the Model-Matching Method*", Int. Veh. Design, vol.12 , (1991)
- [Matth] Matthews, R.D., "*Intake and ECM Submodel Improvements for Dynamic SI Engine*", SAE 910074, (1991)

-
- [May] Maybeck, P.S., *"Stochastic Models, Estimation and Control I+II+III"*, Academic Press, New York, (1982)
- [Mosk-1] Moskwa, J.J., *"Automotive Engine Modeling for Real Time Applications"*, American Conference of Mineapolis 1987, (1987)
- [Mosk-2] Moskwa, J.J., Weeks, R., *"Transient Air Flow Rate Estimation in a Natural Gas Engine Using a Nonlinear Observer"*, SAE 940759, (1994)
- [Nishi] Nishiyama, R., Satoru O., *"An Analysis of Controlled Factors Improving Transient A/F Control Characteristics"*, SAE 890761
- [Nob] Noble, A.D., *"Adaptive Transient Air-Fuel-Ratio Control to Minimize Gasoline Engine Emissions"*, Fisita 1992, (1992)
- [Nyb] Nyberg, M., *"SI-Engine Air Intake System Diagnosis by Automatic FDI Design"*, International Federation of Automatic Control, (1998)
- [Ond] Onder, Ch., Geering, H.P., *"Model Based Multivariable Speed and Air-to-Fuel Ratio Control of an SI-Engine"*, SAE 930859 (1993)
- [Pisch] Pischinger, A., Lenz, H. P., *"Die Verbrennungskraftmaschine Band I bis Band VI"*, Springer Verlag Wien, (1990)
- [Sche-1] Scherer, Arndt, Ch., Loffeld, O., *"Influence of Manifold Pressure Pulsations to Mean Value Models in Air Fuel Ratio Control"*, 5th IEEE Mediterranean Conference on Control and Systems, (1997)
- [Sche-2] Scherer, M., Eisenmann, J., Schmitfranz B., *"An integrated Environment for Model Based Engine Control Design"*, International Federation of Automatic Control, (1995)
- [Sche-3] Scherer, M., Ganser, T., Loffeld, O., *"Data Fusing for Optimization of a Spark Ignition Engine Control"*, European Symposium of Lasers, Optics, and Vision for Productivity in Manufacturing, Besancon, (1996)
- [Sche-4] Scherer, M., Hart, M., *"Kalman Filtering, an effective Method for different Applications in A/F Ratio Control"*, International Federation of Automatic Control, (1998)
- [Schri] Schrick, K. W., *"Anwendungen der Kalman-Filter Technik, Anwendungen und Beispiele"*, Oldenbourg Verlag, München (1977)
- [Tur-1] Turin, R.C., Casertelli, E., *"A New Model for Fuel Supply Dynamics in an SI-Engine"*, SAE 940208, (1994)
- [Tur-2] Turin, R.C., Geering, H.P., *"Online Identification of A/F Ratio Dynamics in a Sequentially Injected SI Engine"*, SAE 930857, (1993)
- [Widr] Widrow, B., Walach, E., *"Inverse adaptive Control"*, Prentice Hall, (1995)

-
- [Wilc] Wilczek, R. P., "*Optimale Schätzung schwer meßbarer Zustandsgrößen von Ottomotoren*", Diplomarbeit, Universität GH-Siegen, (1994)
- [Witt-1] Wittig, S., Himmelsbach, J., "*Gemischtaufbereitung und Wandfilmverhalten in Saugrohren von Ottomotoren*", Motorentechnische Zeitschrift 55, (1994)
- [Witt-2] Wittig, S., Müller, H., "*Experimentelle und theoretische Untersuchungen der Strömung und des Filmverhaltens in Saugrohren von Ottomotoren*", FVV-Informationstagung Motoren, (1994)
- [Wosch] Woschni, G., "*Simulation des Instationärverhaltens von Ottomotoren*", FVV-Informationstagung Motoren, (1994)
- [Wu] Wu, H., Aquino, "*A 1.6 Liter Engine and Intake Manifold*", ASME 83-WA / DSC-39, (1983)
- [Yam] Yamada, T., Hayakawa, N., "*Universal Air-Fuel Ratio Heated Exhaust Gas Oxygen Sensor and Further Applications*", SAE 920234 (1992)
- [Zim] Zimmer, G., "*Zustandsbeobachtung nichtlinearer Systeme*", Habilitationsschrift, TU-Berlin (1997)

Meinem Vater in Dankbarkeit gewidmet