

# Identifikation und Entkopplungsregelung des Luftsystems von Pkw-Dieselmotoren auf Basis von Polynom- und Hammerstein-Modellen

## Dissertation

zur Erlangung des Doktorgrades  
der Ingenieurwissenschaften

vorgelegt von  
M.Sc. Dipl.-Ing. (FH) Johannes Reiß  
aus Fladungen  
geboren am 17.02.1989

genehmigt von der Fakultät für Mathematik/Informatik und Maschinenbau  
der Technischen Universität Clausthal,

Tag der mündlichen Prüfung  
03.02.2017

Dekan: Prof. Dr. Jürgen Dix

Vorsitzender der Prüfungskommission: Prof. Dr.-Ing. Alfons Esderts

Betreuer: Prof. Dr.-Ing. Christian Bohn

Gutachter: Prof. Dr.-Ing. Harald Aschemann

# Vorwort

Die vorliegende Arbeit entstand im Rahmen meiner Tätigkeit als wissenschaftlicher Mitarbeiter am Institut für Elektrische Informationstechnik der Technischen Universität Clausthal. Dem Institutsleiter und meinem Doktorvater Herrn Prof. Dr.-Ing. Christian Bohn gilt mein besonderer Dank für sein entgegengebrachtes Vertrauen und seine wissenschaftliche Betreuung während meiner vierjährigen Tätigkeit.

Für die Übernahme des Zweitgutachtens und das entgegengebrachte Interesse an meiner Arbeit danke ich Herrn Prof. Dr.-Ing. Harald Aschemann von der Universität Rostock.

Danken möchte ich ebenfalls allen Mitarbeitern meines Kooperationspartners der IAV GmbH Gifhorn die an der Entstehung dieser Arbeit mitgewirkt haben. Mein besonderer Dank gilt in diesem Zusammenhang Herrn Dipl.-Ing. Robert Frase und Herrn Dipl.-Ing. Frank Märzke. Ihre stetige fachliche Unterstützung und Förderung des Projektes haben zum Gelingen dieser Arbeit beigetragen. Weiterhin danke ich allen Mitarbeitern des Instituts für die angenehme Zusammenarbeit und die Hilfsbereitschaft in den vergangenen Jahren. Insbesondere Herrn Tobias Jäger gilt meine Dankbarkeit für die sehr gute praktische Unterstützung und die hilfreichen fachlichen Diskussionen.

Mein großer Dank gilt meinem guten Freund M.Sc. Christoph Stürzebecher für seine fachlichen Anmerkungen und das intensive Korrekturlesen der Arbeit. In diesem Rahmen danke ich ebenfalls meiner Schwester Evelyn für die abschließende Fehlersuche im vorliegenden Dokument.

Meinen Eltern Karin und Edgar möchte ich bei dieser Gelegenheit für den unschätzbaren familiären Rückhalt in den vergangenen 28 Jahren danken.

Schließlich gilt mein ganz besonderer Dank meiner Frau Marina, der ich diese Arbeit widme. Ohne ihre anhaltende Unterstützung und ihre stets motivierenden Worte wäre ein erfolgreicher Abschluss der Arbeit nicht möglich gewesen. Ich bin froh eine so wundervolle Frau an meiner Seite zu haben.

# Kurzfassung

Die Entwicklung neuer Hard- und Software ist für die stetige Verbesserung des Dieselmotors essentiell. So wird vor allem im Bereich der Emissionsreduzierung nach neuartigen Lösungen gesucht, den Schadstoffausstoß zu minimieren und die strenger werdenden Abgasgesetzgebungen zu erfüllen. An dieser Stelle setzt die vorliegende Arbeit an. Ziel ist es, eine Regelung zur Regeneration von Partikelfilter und  $\text{NO}_x$ -Speicherkatalysator zu entwickeln. Beide Komponenten dienen der Abgasreinigung und müssen in regelmäßigen Zeitabständen von ihren eingespeicherten Schadstoffen regeneriert werden. Durch den Eingriff in das Luftsystem mittels Drosselklappe und variabler Turbinengeometrie entstehen die geforderten Betriebsbedingungen zur Regeneration. Es wird eine neuartige lineare Mehrgrößenregelung zur teilweisen Entkopplung der Regelkreise für Lade- und Saugrohrdruck auf Basis von betriebspunktabhängigen Hammerstein-Modellen entworfen. Der Identifikation des linearen Zustandsraummodells der Hammerstein-Modellstruktur liegt die Methode der Subspace Identifikation zugrunde. Die nichtlinearen Eingangskennlinien werden betriebspunktabhängig durch APRBS-Signalanregung (Amplitude modulated Pseudo Random Binary Sequence) und Multisinus-Signalanregung der Stellglieder identifiziert. Neben der Verknüpfung der invertierten nichtlinearen Kennlinien gehören sowohl eine zusätzliche Sollwertformung als auch ein linearer PIDT1-Regler pro Regelgröße zur erweiterten Struktur des Regelkreises. Die Funktionalität der neuen Regelstruktur wird sowohl am Prüfstand als auch am Simulationsmodell nachgewiesen. Die am Prüfstand erreichte realitätsnahe Erprobung via Rapid-Prototyping zeigt die möglichen Einsatzszenarien der neuen Regelstruktur in realen Fahrsituationen. Zur seriennahen Beurteilung wird ebenfalls der Vergleich mit der Serienregelung herangezogen.

Das zugehörige nichtlineare Simulationsmodell für einen dieselmotorischen Luftpfad mit Hoch- und Niederdruckabgasrückführung wird in dieser Arbeit auf Grundlage physikalischer Zusammenhänge entwickelt. Zur Anpassung der physikalischen Zusammenhänge an den realen Motor werden weitestgehend Polynomfunktionen mit linearen Parameterabhängigkeiten verwendet. Dies ermöglicht die Identifikation der Parameter durch einen Algorithmus für lineare Abhängigkeiten. Die Eingangsgrößen des nichtlinearen Modells sind die Stellglieder Drosselklappe, variable Turbinengeometrie, HDAGR-Ventil, NDAGR-Klappe und Abgasklappe. Das Modell bildet den Luftpfad sowohl statisch als auch dynamisch mit einer hohen Genauigkeit ab und spiegelt alle charakteristischen Eigenschaften des Motors wider.

# Abstract

The development of new hardware and software is essential for the continuous improvement of Diesel engines. This is especially true in the field of emission reduction. In this context, an optimal interaction between functions and components is required. This is important to match with the continuously decreasing emission limits. Thus the aim of this work is to develop a control system for the regeneration of the particulate filter and the NO<sub>x</sub>-catalyst. Actuators of the multivariable control are the intake throttle and the variable geometry turbocharger. A linear control system for partial decoupling of the boost pressure and the intake manifold pressure is designed using operating point dependent Hammerstein models. The linear model of the Hammerstein structure is generated by subspace algorithm. The corresponding nonlinear input characteristic curves are identified by APRBS (Amplitude modulated Pseudo Random Binary Sequence) and multisine excitation signals. The additional linear PIDT1 controller ensures accurate control in case of model inaccuracies and disturbances. For easy calibration of the developed control system a model for influencing the setpoint is introduced. The new control system is tested on a test bench as well as by simulation. The test via rapid prototyping shows the good performance of the new module.

The simulation model is mostly based on physical equations. A mean value model of a Diesel engine with intake throttle, variable geometry turbocharger, high pressure exhaust gas recirculation valve, low pressure exhaust gas recirculation throttle and exhaust flap has been developed. The submodels were optimized by polynomial functions. The linear coefficients are identified by a linear least squares algorithm. The results of the validation of the model show the good static and dynamic behavior. The model matches the real system very well.



# Inhaltsverzeichnis

<b>1</b>	<b>Einleitung</b>	<b>1</b>
1.1	Stand der Technik . . . . .	2
1.1.1	Modellbildung des Luftpfads . . . . .	3
1.1.2	Regelung des Luftpfads . . . . .	4
1.2	Ziele und Aufbau der Arbeit . . . . .	5
<b>2</b>	<b>Theoretische Grundlagen und Versuchsaufbau</b>	<b>8</b>
2.1	Aufbau des dieselmotorischen Luftpfads . . . . .	8
2.2	Entstehung der Abgase . . . . .	10
2.3	Emissionsreduzierende Maßnahmen . . . . .	11
2.3.1	Innermotorische Maßnahmen . . . . .	11
2.3.2	Außermotorische Maßnahmen . . . . .	12
2.4	Betriebsarten des Dieselmotors . . . . .	13
2.5	Versuchsmotor . . . . .	13
2.5.1	Messtechnik . . . . .	14
2.5.2	Rapid-Prototyping . . . . .	15
<b>3</b>	<b>Nichtlineare Modellbildung des dieselmotorischen Luftpfads</b>	<b>17</b>
3.1	Aufbau . . . . .	19
3.2	Modelle . . . . .	20
3.2.1	Frischlufmassenstrom . . . . .	22
3.2.2	Temperatur vor Verdichter . . . . .	23
3.2.3	Verdichtermassenstrom . . . . .	24
3.2.4	Temperatur nach Verdichter . . . . .	26
3.2.5	Drosselklappenmassenstrom . . . . .	27
3.2.6	Zylindermassenstrom . . . . .	30
3.2.7	Temperatur im Auslasskrümmer . . . . .	31
3.2.8	HDAGR-Massenstrom . . . . .	32
3.2.9	Turboladerdrehzahl . . . . .	33
3.2.10	Turbinenmassenstrom . . . . .	35

3.2.11	Druck nach Turbine . . . . .	36
3.2.12	Temperatur nach DPF . . . . .	37
3.2.13	NDAGR-Massenstrom . . . . .	38
3.2.14	Abgasklappenmassenstrom . . . . .	39
3.2.15	Stellglieder . . . . .	40
3.3	Identifikationsalgorithmen . . . . .	40
3.3.1	Methode der kleinsten Quadrate . . . . .	41
3.3.2	Levenberg-Marquardt-Methode . . . . .	42
3.4	Identifikationsmessungen . . . . .	43
3.5	Validierung . . . . .	46
3.6	Reduzierung der Modellordnung . . . . .	55
3.7	Zusammenfassung der nichtlinearen Modellbildung . . . . .	56
<b>4</b>	<b>Lokale Luftsystemmodelle</b>	<b>58</b>
4.1	Subspace Identifikation . . . . .	59
4.2	Anregungssignal . . . . .	60
4.2.1	APRBS-Signal . . . . .	60
4.2.2	Multisinus-Signal . . . . .	63
4.3	Ergebnisse . . . . .	65
4.4	Modellierung der Nichtlinearitäten . . . . .	67
4.4.1	Untersuchung der Nichtlinearität . . . . .	69
4.4.2	Hammerstein-Modelle . . . . .	70
4.4.3	Identifikationsergebnisse . . . . .	73
<b>5</b>	<b>Entkopplungsregelkreis zur Regelung von Lade- und Saugrohrdruck</b>	<b>75</b>
5.1	Grundlagen der Mehrgrößenregelung . . . . .	76
5.1.1	Systemeigenschaften . . . . .	76
5.1.2	Beobachterbasierte Regelung mittels Zustandsrückführung . . . . .	77
5.2	Lineare Entkopplungsregelung im Zustandsraum . . . . .	80
5.2.1	Entkoppelbarkeitsbedingung . . . . .	81
5.2.2	Entwurf der teilweisen Entkopplung von Mehrgrößensystemen . . . . .	83
5.2.3	Beobachterentwurf . . . . .	88
5.3	Regelkreis . . . . .	90
5.3.1	Sollwertformung . . . . .	93
5.3.2	PIDT1-Reglerentwurf . . . . .	94
5.3.3	Verknüpfung der einzelnen Modelle . . . . .	96
5.4	Ergebnisse . . . . .	98
5.4.1	Entkopplungsregelung am Simulationsmodell . . . . .	98

---

5.4.2	Entkopplungsregelung am Prüfstandsmotor . . . . .	100
5.4.3	Zusammenfassung der Ergebnisse . . . . .	106
<b>6</b>	<b>Zusammenfassung und Ausblick</b>	<b>108</b>
	<b>Anhang</b>	<b>111</b>
A.1	Ergänzungen zum Subspace Algorithmus . . . . .	111
A.2	Gardinerverfahren . . . . .	112
A.3	Numerischer Reglerentwurf . . . . .	114
A.4	Ergänzende Auswertung zur Reduzierung der Modellordnung . . . . .	115
	<b>Symbolverzeichnis</b>	<b>118</b>
	<b>Literaturverzeichnis</b>	<b>124</b>

# Kapitel 1

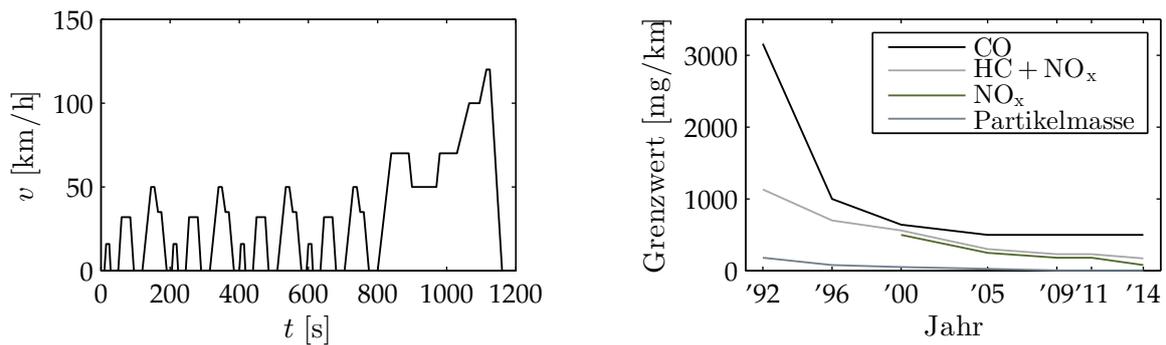
## Einleitung

Der bereits Ende des neunzehnten Jahrhunderts entwickelte Dieselmotor gewann in den letzten Jahren immer mehr an Beliebtheit und liegt heutzutage in der Statistik der Pkw-Neuzulassung mit 48%<sup>1</sup> nahezu gleichauf mit den Neuzulassungen des Ottomotors. Die alternativen Antriebe, wie etwa Elektro-, Gas- oder Hybridantriebe, nehmen hingegen mit etwa 2% nur eine untergeordnete Rolle ein. Der Wirkungsgrad des Dieselmotors lag in den ersten Jahren bei maximal 26%. Die stetige Weiterentwicklung der Dieselmotoren ermöglicht heute Wirkungsgrade von bis zu 50% und dieser liegt im Schnitt etwa 6% höher als bei vergleichbaren Ottomotoren (vgl. [BS13], [Gr08]). Neben der Steigerung des Wirkungsgrades im Bereich Verbrauch stellen die Segmente Emission, Fahrverhalten und Langlebigkeit weitere Anforderungen an heutige Dieselmotoren. Die Anforderungen lassen sich meist durch die Ansprüche des Kunden bzw. auf Basis der Kundenzielgruppe definieren. Die Zielvorgaben der Emissionen von Motoren hängen insbesondere von den gesetzlich vorgeschriebenen Grenzwerten ab. Zur Vergleichbarkeit der einzelnen Fahrzeuge werden diese unter genormten Bedingungen getestet und die Einhaltung der Grenzwerte kontrolliert. Der vorgegebene Fahrzyklus, in Europa der sogenannte neue europäische Fahrzyklus (NEFZ) aus Abbildung 1.1 (links), gewährleistet immer gleiche Anforderungen an das Fahrzeug im Prüfstandsbetrieb.

Die Abgasgrenzwerte beziehen sich auf die einzelnen Emissionsbestandteile des Dieselmotors. So werden seit dem Jahr 1991 mit Einführung der EU-1 Norm in Europa die Grenzwerte für Kohlenmonoxid (CO), Kohlenwasserstoffe (HC) und Partikelmasse (PM) gesetzlich durch die EU-Kommission festgelegt. Mit Einführung der EU-3 Norm im Jahr 2000 wurde zusätzlich noch der Wert für den Ausstoß von Stickoxiden (NO<sub>x</sub>) beschränkt. In Abbildung 1.1 (rechts) ist der Verlauf der Grenzwerte in Abhängigkeit der unterschiedlichen EU Normen dargestellt. Es ist erkennbar, dass im Themengebiet Emission immer größere Anforderungen an heutige Dieselmotoren gestellt werden. Die Entwicklung neuer und innovativer Technologien zur Senkung der Emissionen ist somit nicht erst seit dem Bekanntwerden des Abgasskandals im

---

<sup>1</sup>Jahresbilanz der Neuzulassungen des Kraftfahrzeugbundesamtes [Kr15] aus dem Jahr 2015.



**Abbildung 1.1:** Geschwindigkeitsprofil des NEFZ (links), Grenzwertentwicklung der Schadstoffemissionen im Bezug auf das Jahr der Typprüfung (rechts)

Jahr 2015 wieder im Fokus der Entwickler. Der kontinuierliche Verbesserungsprozess führte letztlich dazu, dass innermotorische und außermotorische emissionsreduzierende Maßnahmen, wie beispielsweise Abgasrückführungen, Abgasnachbehandlungssysteme, Abgasturbolader und Ladeluftkühler, in der heutigen Zeit in nahezu allen neuen Dieselmotoren serienmäßig verbaut sind.

All diese Technologien müssen im Gesamtsystem Fahrzeug miteinander agieren, um die Anforderung im Bereich Emission zu erfüllen. In Bezug auf den Luftpfad,<sup>2</sup> welcher den Großteil der emissionsreduzierenden Maßnahmen enthält, bedeutet dies zum einen die Forderung nach immer besseren Simulations- und Entwurfsmodellen. Dies betrifft nicht nur die Genauigkeit der Modelle, sondern auch den Rechenaufwand und den Aufwand zur Identifikation und Adaption der Modelle. Zum anderen wird stetig an der Verbesserung bestehender Regelungs- und Steuerungskonzepte gearbeitet bzw. werden neue Konzepte entwickelt. An diesen Punkten wird in der vorliegenden Arbeit angesetzt und auf Basis eines neuen Luftpfadmodells eine Entkopplungsregelung für den Luftpfad entwickelt. Im nachfolgenden Abschnitt wird zunächst der aktuelle Stand der Technik aufgezeigt, um im Anschluss daran die Ziele und den Aufbau der vorliegenden Arbeit zu erläutern.

## 1.1 Stand der Technik

Im Folgenden wird ein Überblick über die bestehenden Entwicklungen im Bereich Modellbildung und Regelung des Luftpfads geschaffen. Diesbezüglich geht Abschnitt 1.1.1 auf die Modellbildung des Luftpfads ein. Die daraus entstehenden Modelle dienen meist als Entwurfsgrundlage der Regelung, weshalb folgend in Abschnitt 1.1.2 der Stand der Forschung im Bereich Regelung des Luftpfads zusammengefasst und hier auch gesondert auf den Serienstand eingegangen wird.

<sup>2</sup>Die Begriffe Luftpfad und Luftsystem werden im Zusammenhang des Dieselmotors synonym verwendet.

### 1.1.1 Modellbildung des Luftpfads

In der Modellbildung wird zwischen arbeitsspielaufgelösten Modellen und Mittelwertmodellen unterschieden. Arbeitsspielaufgelöste Modelle betrachten die Vorgänge im Luftpfad mit einer höheren zeitlichen Auflösung als Mittelwertmodelle. So werden durch die aufgelöste Betrachtung zylinderinterner Vorgänge die Variationen der einzelnen Zylinder in den Modellgrößen sichtbar. Beispiel hierfür sind die Arbeiten von Zahn [Za12] und Amphlett et al. [AFP08], in denen der Luftpfad eines aufgeladenen Dieselmotors mit Hochdruckabgasrückführung kurbelwinkelsynchron modelliert und anhand von Prüfstandsmessdaten validiert wurde. Die Rechenzeit arbeitsspielaufgelöster Modelle kann drehzahlabhängig aufgrund der höheren zeitlichen Auflösung weit über den Faktor 100 größer sein als bei Mittelwertmodellen. Aufgrund dessen sowie der Zweckmäßigkeit des Modells liegt der Fokus der vorliegenden Arbeit auf den nicht so rechenintensiven Mittelwertmodellen, weshalb auf eine detailliertere Betrachtung der arbeitsspielaufgelösten Modelle verzichtet wird.

Mittelwertmodelle betrachten den Dieselmotor gemittelt über ein Arbeitsspiel. Unterschieden werden die Modelle hingehend der Modellbildungsmethode zur Identifikation. Es sind die theoretische und die experimentelle Modellbildung zu unterscheiden. Die Modelle der theoretischen Modellbildung beruhen komplett auf physikalischen Gesetzmäßigkeiten, deren Parameter eine physikalische Entsprechung wie beispielsweise Massen oder Längen haben. Im Fall der experimentellen Modellbildung werden hingegen die Parameter des mathematischen Modells auf Basis gemessener Ausgangsgrößen bestimmt. Im Bereich des Dieselmotors wird meist eine hybride Form der Modellbildung verwendet, man spricht hierbei von der sogenannten semi-physikalischen Modellbildung.

Die nichtlinearen Gesamtmodelle basieren meist auf der Methode den Luftpfad in einzelne Volumen, sogenannte Kontrollvolumen, zu zerlegen. Je nach Aufbau des Luftpfads und Vorhandensein einzelner Stellglieder entstehen so Modelle mit unterschiedlicher Anzahl an Kontrollvolumen. So besitzt der Luftpfad mit Hochdruckabgasrückführung (HDAGR) zwei und mit Niederdruckabgasrückführung (NDAGR) vier Kontrollvolumen. Bei Integration der Drosselklappe (DKL) kommt bei beiden Varianten der Abgasrückführung ein weiteres Kontrollvolumen hinzu. Die einzelnen Modelle lassen sich neben der Ausführung des Luftpfads ebenfalls durch die Anzahl der Zustände des nichtlinearen Modells unterscheiden. Je nach Anzahl der Zustände steigt die Komplexität der Modelle. So wird in [SP13] und [ZLS13] ein einfaches Modell des Luftpfads mit HDAGR und variabler Turbinengeometrie (VTG) mit drei Zuständen beschrieben. Die drei Zustände werden durch die Drücke in den Kontrollvolumen und die Verdichterleistung definiert. Eine Erweiterung der Anzahl der Zustände wird in [KMN98] und [KKS11] aufgezeigt, in denen das dynamische Verhalten des Modells durch sieben Zustände beschrieben wird. Hier wird das Gasverhältnis und die Dichte des Gases bzw. die Temperatur des Gases im Zustandsvektor integriert. Die nicht berücksichtigte Stellglieddynamik wird in dem

von Stefanopoulou et al. [SKF00] dargestellten Modell mit 9 Zuständen ergänzt. Eine besondere Beachtung der dynamischen Vorgänge im Luftpfad aufgrund von Stellgliedveränderungen erfolgt in [WE10] und [LE11]. Hier wird zusätzlich die HDAGR um die Drosselklappe erweitert und das Gesamtsystem in [WE10] durch 10 bzw. in [LE11] durch 5 Zustände beschrieben. Die Identifikation der Modellparameter erfolgt über eine nichtlineare kleinste Quadrate Schätzung. Eine andere Möglichkeit der Modellbeschreibung bieten kennfeldbasierte Modelle. In [MCM05] und [FGT06] werden dementsprechend Parameter und zum Teil einzelne Gleichungen über Kennfelder modelliert und so der Luftpfad mit HDAGR und NDAGR dargestellt. Kennfeldbasierte Modelle werden ebenfalls im Serienstand auf dem Steuergerät hinterlegt. Diese bestimmen durch stationäre Zusammenhänge aus vorliegenden Messwerten die nicht gemessenen oder nicht messbaren Werte. Eine weitere Möglichkeit der Parameterdarstellung bieten Polynommodelle. Hierbei werden die Parameter des Systems durch Polynome dargestellt. In dem Beitrag von Reiß et al. [RSB15] wird eine Möglichkeit aufgezeigt, den Luftpfad mit NDAGR nahezu ausschließlich durch Polynommodelle zu beschreiben.

Neben der nichtlinearen Modellbildung bietet die lineare Modellbildung die Möglichkeit, den Luftpfad in lineare Modelle zu zerlegen. So werden in [Pf11], [MEI12] und [KHC14] lineare Modelle des Luftpfads mit HDAGR und VTG betriebspunktabhängig bestimmt. Die Speicherung der unterschiedlichen linearen Modelle erfolgt in [Pf11] in sogenannten Local Linear Model Trees (LOLIMOT). In [MEI12] hingegen wird neben dem betriebspunktabhängigen Modell ein weiteres lineares Modell gebildet, welches das Verhalten des Luftpfads in Abhängigkeit der Einspritzmenge beschreibt.

### 1.1.2 Regelung des Luftpfads

Zur Optimierung der Regelung des Luftpfads wurde in den vergangenen Jahren an unterschiedlichen Varianten der Mehrgrößenregelung geforscht. So wird in [Ri06] und [RBA06] eine modellprädiktive Regelung (MPC) entworfen. Basis der Regelung bilden linearisierte Mittelwertmodelle, auf deren Vorhersagewerten ein optimales Stellgesetz bestimmt wird. Eine Erweiterung der Modelle wird in [PBG06] aufgezeigt. Hier wird auf Basis von Wiener- und Hammerstein-Modellen eine modellprädiktive Regelung entworfen und via Simulation am System mit HDAGR und VTG getestet. Neben diesen werden häufig Verfahren zum Entwurf robuster Regelungen eingesetzt. So wird in [Ju03] und [WR07] ein  $H_\infty$ -Regler zur Regelung des Luftpfads mit HDAGR und VTG eingesetzt. In [WR07] wird als Modell ein lineares parameterveränderliches (LPV)-Modell des Luftpfads genutzt und so die Systemmatrizen des linearen Systems mit der Scheduling Variable variiert [JG03]. Ein weiteres Verfahren, das sich durch die Robustheit gegenüber Änderung der Streckeneigenschaften auszeichnet, ist die Sliding-Mode-

Regelung. In [ANN12] und [ORO97] wird auf Basis eines nichtlinearen Mittelwertmodells eine Sliding-Mode-Regelung für den Luftpfad entworfen und simulativ umgesetzt.

Eine rein statische modellbasierte Regelung wird in [He09], [Nö10] und [RBM14] verwendet. Die eingesetzten inversen Modelle sind hierbei statische nichtlineare Abbildungen der Luftstrecke. Diese werden zur Steuerung der einzelnen Stellglieder wie Drosselklappe, VTG oder HDAGR-Ventil eingesetzt. Die Erweiterung in [Nö10] und [RBM14] um einen linearen PID-Regler ermöglicht die Beeinflussung der Stellgröße aufgrund von Störungen und Ungenauigkeiten bei der statischen Modellierung der Vorsteuerung. Ein in ähnlicher Weise ausgeführtes Regelungskonzept wird im aktuellen Serienstand auf den Steuergeräten implementiert. Es werden die einzelnen Regelkreise im Luftpfad über dezentrale PID-Regler geregelt. Die Parameteranpassung der Regler an das nichtlineare System erfolgt über moment- und drehzahlabhängige Kennfelder. Eine Möglichkeit das System in einzelne unabhängige Regelkreise zu zerlegen, bietet der Einsatz von Entkopplungsreglern. So wird in [Pf11] und [XSY15] angestrebt, den Einfluss der einzelnen Regelkreise des Systems, bestehend aus HDAGR und VTG, auf den jeweils anderen zu eliminieren bzw. zu minimieren.

## 1.2 Ziele und Aufbau der Arbeit

Eine möglichst schnelle und exakte Regelung der Drücke und Massenströme im Luftpfad ist Voraussetzung für das Erreichen eines gewünschten Fahrverhaltens. Neben diesem stellen auch die strenger werdenden Abgasgrenzwerte immer höhere Anforderungen an die Regelung des Luftpfads. Zum Erreichen der Ziele müssen neue Regelungsfunktionen entworfen und Regelparameter parametrisiert werden. Eine Möglichkeit dies ohne aufwendige Fahrzeugtests zu realisieren, ist der Einsatz von Mittelwertmodellen. Die bisher auf diesem Gebiet entwickelten Modelle befassen sich in der Regel lediglich mit dem Vorhandensein von HDAGR und VTG und geben nur selten Aufschluss über das dynamische Verhalten des Luftpfads aufgrund von Veränderungen der Stellglieder. In dieser Arbeit soll hingegen in Kapitel 3 ein Modell des Luftpfads entwickelt werden, das neben dem Aufweisen einer hohen Genauigkeit vor allem auch die charakteristischen Merkmale des Luftpfads wie Nichtminimalphasigkeit und Überschwingen in ihrer Gesamtheit erfasst. Das Modell soll alle fünf Stellglieder Drosselklappe, Abgasklappe, NDAGR-Klappe, VTG und HDAGR-Ventil beinhalten. Weiterhin sollen als Eingangsgröße neben den Stellgliedern nur die Einspritzmenge und die Motordrehzahl in das Modell eingehen, sodass ein unabhängiges Simulationsmodell geschaffen wird, welches in einem sehr großen Betriebsbereich des Motors eine hohe statische und dynamische Genauigkeit aufweist. Die nur schwierig ohne fundierte Grundkenntnisse und gute Startwerte identifizierbaren nichtlinearen Parameter der Modelle in der Literatur sollen durch Polynommodelle ersetzt werden. Die

lineare Parameterabhängigkeit erfüllt dabei die Zielsetzung, eine einfache und schnelle Identifikation zu erreichen. Einsatz findet das entworfene nichtlineare Modell des Luftsystems in dieser Arbeit als Simulationsmodell sowohl zum Reglerentwurf als auch zum partiellen Funktionstest der neuen Regelung. So wird das Modell in Abschnitt 5.3.2 als Modell zur simulativen Bestimmung der Regelparаметer des linearen PIDT1-Reglers und in Abschnitt 5.4.1 als Modell zum Test der neuen Regelung in einer Vielzahl von unterschiedlichen Betriebssituationen verwendet. Beide in dieser Arbeit aufgeführten Einsatzmöglichkeiten stehen unter dem gemeinsamen Aspekt zur Senkung des Messaufwands am realen Motor, was einen großen Vorteil vor allem im Hinblick auf die Effektivität in der Reglerentwicklung bringt.

Im Zusammenhang mit der Regelung des Luftsystems wird die im Serienstand befindliche Regelungsstrategie aus dezentralen PID-Reglern mit Parameterkennfeldern in dieser Arbeit durch einen Mehrgrößenregler ersetzt. Die bestehende Problematik der Schwingungsanfälligkeit der Regelkreise aufgrund von Konflikten der einzelnen dezentralen Regelkreise wird durch den Einsatz eines Entkopplungsreglers und der damit verbundenen Entkopplung der einzelnen Regelkreise vermieden. Ziel ist es somit, wie bereits oben erwähnt, eine Mehrgrößenregelung mit guten Regeleigenschaften für Ladedruck und Saugrohrdruck zu entwerfen. Die Regelung mit den Stellgliedern DKL und VTG soll auch in Serienfahrzeugen auf einem Standardsteuergerät implementiert werden können. Dies ist auch der Grund, weshalb die Applizierbarkeit der Regelung, im Gegensatz zu den meist in der Literatur bestehenden Ansätzen zur Mehrgrößenregelung, weiterhin gewährleistet wird. Die Anzahl der Applikationsgrößen soll jedoch auf ein Minimum reduziert werden, um so die Übersichtlichkeit der Regelung zu erhalten. Der Entwurf der zeitdiskreten Entkopplungsregelung erfolgt in Abschnitt 5.2.2 auf Basis betriebspunktabhängiger lokaler Modelle. Diese für verschiedene Betriebspunkte des Dieselmotors identifizierten Modelle aus Kapitel 4 ermöglichen aufgrund der Hammerstein-Modellstruktur aus statischer nichtlinearer Eingangskennlinie und linearem Modell, trotz eines gesamtheitlichen nichtlinearen Systemverhaltens des Luftsystems den Einsatz eines linearen Entkopplungsreglers wie beim Entwurf in Abschnitt 5.3 gezeigt wird. Dies stellt, neben dem geringen zeitlichen Identifikationsaufwand, einen großen Vorteil der experimentellen Entwurfsmethodik aus Kapitel 4 dar. Der Test der neuen Regelung erfolgt, wie im letzten Abschnitt bereits erwähnt, sowohl am entworfenen nichtlinearen Simulationsmodell als auch am realen Dieselmotor.

Zum besseren Verständnis der Zusammenhänge der Arbeit wird nachfolgend die Gliederung der Arbeit kurz vorgestellt. Zu Beginn der Arbeit werden in Kapitel 2 zunächst die Grundlagen des Luftpfads moderner Dieselmotoren, die damit verbundene Schadstoffentstehung aber auch Maßnahmen zur Schadstoffreduzierung aufgezeigt. Vervollständigt wird das Kapitel mit der Beschreibung des Versuchsträgers. In Kapitel 3 erfolgt die Vorstellung des entworfenen nichtlinearen Mittelwertmodells. Es enthält die Beschreibung der einzelnen Modelle, ihre Op-

---

timierungsparameter und im Anschluss daran die Beurteilung des Gesamtmodells anhand einer Validationsmessung. Die Anzahl der Zustände des Motormodells werden im Folgenden minimiert, um so die Komplexität des Modells zu reduzieren. Die zugehörigen Ergebnisse des vereinfachten Modells befinden sich am Ende von Kapitel 3. Das anschließende Kapitel 4 befasst sich mit der arbeitspunktspezifischen Modellbildung des Luftpfads. Es wird so eine Möglichkeit aufgezeigt, durch Anwendung der experimentellen Modellbildung lineare Modelle für die Mehrgrößenregelung zu erzeugen. Die nachfolgende Einführung sogenannter Hammerstein-Modelle ermöglicht die Abbildung des nichtlinearen Verhaltens des Luftpfads in einfacher Weise. Die entstandenen Hammerstein-Modelle bilden die Basis des Entwurfs der linearen Entkopplungsregelung aus Kapitel 5. Den Abschluss der Arbeit bildet Kapitel 6, in dem sowohl eine Zusammenfassung der durchgeführten Arbeiten als auch ein Ausblick auf weiterführende Entwicklungsmöglichkeiten gegeben wird.

## Kapitel 2

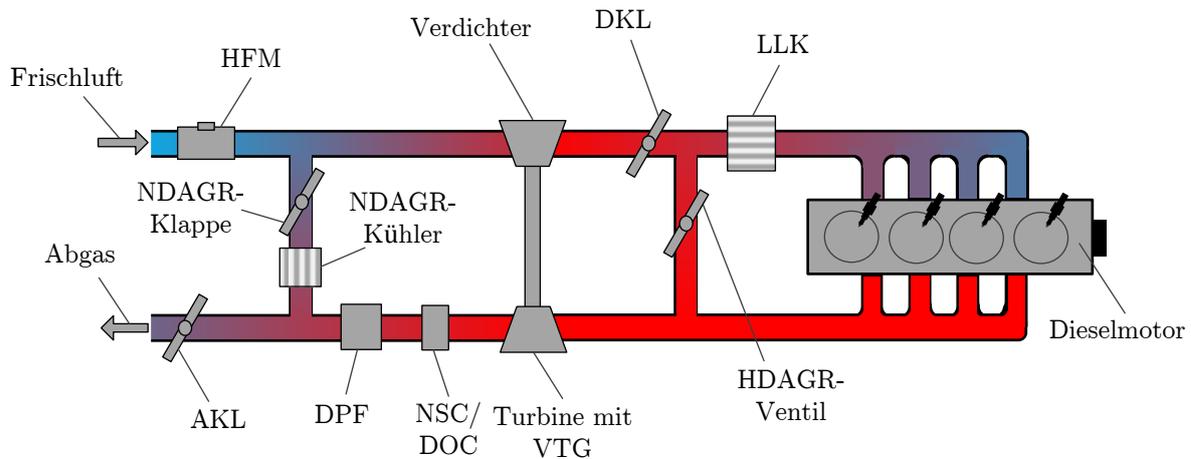
# Theoretische Grundlagen und Versuchsaufbau

In diesem Kapitel werden die Komponenten des Luftpfads moderner Dieselmotoren sowie deren Funktionen erläutert. Die Entstehung der Abgase und die Reduzierung der Entstehung nehmen dabei eine übergeordnete Rolle ein. Moderne Dieselmotoren verfügen in diesem Zusammenhang über eine Vielzahl von Möglichkeiten Schadstoffe sowohl in ihrer Entstehung zu reduzieren, als auch die entstandenen Schadstoffe möglichst weitgehend in unschädliche Bestandteile zu zerlegen bzw. umzuwandeln. Das Ende des Kapitels bildet eine detaillierte Beschreibung des Versuchsmotors sowie der eingesetzten Messtechnik.

### 2.1 Aufbau des dieselmotorischen Luftpfads

Der Begriff Luftpfad beschreibt die Strecke vom Einlass der Frischluft bis zum Auslass des Abgases am Auspuff. Alle sich in dieser Strecke befindlichen Komponenten sind Bestandteile des Luftpfads. Der Luftpfad eines modernen Dieselmotors ist schematisch in Abbildung 2.1 dargestellt. Der Aufbau des Luftpfads kann je nach Anforderung in kleinen Teilen variieren. Anforderungen können hierbei vom Gesetzgeber vorgeschriebene Normen und Grenzwerte sein, aber auch der Kunde bestimmt über seine persönlichen Anforderungen an das Fahrverhalten die Ausstattung und Auslegung des Luftpfads.

Die zur Verbrennung benötigte Frischluft strömt über den Luftfilter in den Einlassbereich des Luftpfads. Der nachfolgende Heißfilmluftmassenmesser (HFM) misst durch das thermische Messprinzip, unter Berücksichtigung von Luftdruck- und Temperaturschwankungen, den Massenstrom der einströmenden Frischluft. Diese Frischluft wird durch die Rotation des Verdichterrads im Turbolader komprimiert. Durch den höheren Druck am Zylindereinlass kann



**Abbildung 2.1:** Schematischer Aufbau des dieselmotorischen Luftpfads

bei gleichem Hubvolumen mehr Luft in den Zylinder gelangen. Diese höhere Luftmenge im Zylinder führt in Verbindung mit einer höheren Kraftstoffmengeneinspritzung zu einer Leistungssteigerung des Dieselmotors. Die Druckerhöhung lässt jedoch auch die Temperatur der Ladeluft auf bis zu  $200^{\circ}\text{C}$  ansteigen. Dieser Temperaturerhöhung wird durch den Einsatz von Ladeluftkühlern (LLK) entgegengewirkt. Hierbei wird die Ladeluft meist durch einen Luft/Luft-Wärmetauscher, teilweise auch durch Luft/Wasser-Wärmetauscher, betriebspunktabhängig auf eine Temperatur zwischen  $30^{\circ}\text{C}$  und  $50^{\circ}\text{C}$  heruntergekühlt [HSM14]. Die Absenkung der Ladelufttemperatur hat sowohl leistungssteigernde als auch emissionsreduzierende Auswirkungen. Durch die vor dem Ladeluftkühler befindliche Drosselklappe kann zusätzlich der Druck am Zylindereinlass verändert werden. Die Drosselklappe ist jedoch nicht in allen Betriebsarten des Motors im Einsatz (siehe Abschnitt 2.4).

Ist der zylindrische Arbeitstakt abgeschlossen, strömt das Abgas über das Auslassventil in den Auslasskrümmer. Teile des Abgases werden über die HDAGR in den Einlassbehälter vor Zylindereinlass zurückgeführt. Durch das Verstellen des HDAGR-Ventils wird der zurückgeführte HDAGR-Massenstrom erhöht oder vermindert. Das Restabgas durchströmt dabei die Turbine mit VTG. Je nach Stellung der Schaufeln wird der Strömungsquerschnitt und damit die Drehzahl der Turbine verändert. Somit führt die Strömungsgeschwindigkeit des Abgases aufgrund der mechanischen Kopplung zwischen Turbinen- und Verdichterrad zum Antrieb des Verdichters auf der Frischluftseite. Aufgrund dessen wird in diesem Zusammenhang häufig der Begriff Abgasturbolader verwendet. Nach Durchströmung der Turbine wird das Abgas, entsprechend der Ausstattung des Luftpfads, einigen emissionsreduzierenden Bauteilen zugeführt. Die Funktionen der Bauteile werden in Abschnitt 2.3.2 erörtert.

Das gereinigte Abgas wird je nach Betriebspunkt über die NDAGR in den Frischluftstrom vor dem Verdichterrad zurückgeleitet. Diese Abgasrückführung sorgt aufgrund der Vermischung von Frischluft und Abgas durch den Verdichter, im Gegensatz zur HDAGR, für eine annähernd homogene Verteilung der Bestandteile. Im Gegensatz zur NDAGR bietet die HDAGR jedoch den Vorteil einer schnellen Einstellung der gewünschten AGR-Rate<sup>3</sup> infolge kurzer Gaslaufzeiten. Das Erzeugen der häufig geforderten hohen Abgasmassenströme über die NDAGR-Klappe wird durch die Abgasklappe (AKL) erreicht. Diese führt je nach Stellposition zu einem Staudruck vor der NDAGR-Klappe und somit zu einem erhöhten NDAGR-Massenstrom.

## 2.2 Entstehung der Abgase

Läuft die dieselmotorische Verbrennung unter idealen Bedingungen in reinem Sauerstoff ab, entstehen Wasser bzw. Wasserdampf ( $H_2O$ ) und Kohlendioxid ( $CO_2$ ). Im realen Motorbetrieb entstehen jedoch neben den gerade aufgeführten und für den Menschen unbedenklichen chemischen Produkten auch Kohlenwasserstoff (HC), Kohlenmonoxid (CO) und Rußpartikel. Weiterhin entstehen bei hohen Temperaturen aus der Reaktion von Stickstoff ( $N_2$ ) aus der angesaugten Luft mit Sauerstoff ungewollte Stickoxide ( $NO_x$ ). Tabelle 2.1 zeigt eine typische Rohabgaszusammensetzung. Die Zusammensetzung hängt von vielen systembedingten aber auch umgebungsbedingten Faktoren ab. Als Haupteinflussgrößen lassen sich jedoch die Verbrennungstemperatur und das Luftverhältnis im Zylinder nennen [Al10]. Das Luftverhältnis ist hier das Verhältnis von zugeführter Luftmenge und theoretisch benötigter Luftmenge, die zur vollständigen Verbrennung des Kraftstoffs nötig wäre.

**Tabelle 2.1:** Typisches Rohabgas bei dieselmotorischer Verbrennung [Ko08]

Emission	Menge
$N_2$	74 Vol.-%
$O_2$	9 Vol.-%
$CO_2$	8 Vol.-%
$H_2O$	9 Vol.-%
$NO_x$	<1 Vol.-%
CO	80 ppm
HC	80 ppm

<sup>3</sup>Die AGR-Rate ist der prozentuale Anteil des AGR-Massenstroms am Gesamtmassenstrom in den Zylinder.

## 2.3 Emissionsreduzierende Maßnahmen

Die durch die Verbrennung entstehenden Abgasbestandteile unterliegen gesetzlichen Grenzen. Diese Grenzen variieren je nach Länderzugehörigkeit und Erstzulassung des Fahrzeugs. So unterliegen Fahrzeuge in der EU, die ab dem ersten September 2014 ihrer Typprüfung unterzogen wurden, den Grenzwerten der Euro 6 der EU-Kommission, siehe Tabelle 2.2. Um dies zu gewährleisten, werden unterschiedliche Maßnahmen der Schadstoffreduzierung eingesetzt. Diese unterscheiden sich in außermotorische und innermotorische Maßnahmen und sollen im Anschluss aufgezeigt werden.

**Tabelle 2.2:** Grenzwerte der Euro 6 Norm für Pkw-Dieselmotoren [Re12]

	CO	NO <sub>x</sub>	HC + NO <sub>x</sub>	Partikelmasse	Partikelanzahl
Grenzwerte	500 mg/km	80 mg/km	170 mg/km	4,5 mg/km	$6 \cdot 10^{11}$ 1/km

### 2.3.1 Innermotorische Maßnahmen

Die innermotorischen Maßnahmen zur Schadstoffreduzierung lassen sich durch die drei großen Baugruppen Brennraum, Einspritzung und Luftpfad fast vollständig beschreiben. Im Bereich des Brennraums und der Einspritzung wird versucht eine möglichst homogene Verteilung des Kraftstoffs zu erzeugen. Die Einspritzung lässt sich dabei durch die Variation von Einspritzbeginn, Einspritzdauer, Einspritzdruck, Einspritzverlauf und Anzahl der Einspritzungen positiv im Hinblick auf die Schadstoffreduktion beeinflussen [Re12]. Geometrisches Optimierungspotenzial bietet am Einspritzsystem die Form der Einspritzdüse und im Brennraum die Kolbenmulde [Ko06]. Beide beeinflussen wiederum die Verteilung des Kraftstoffs im Brennraum. Zusätzlich zu den Verläufen und der Geometrie der Einspritzung spielt das Verdichtungsverhältnis eine wesentliche Rolle in der Schadstoffbildung. Die mit dem steigenden Verdichtungsverhältnis einhergehende Temperaturerhöhung im Brennraum wirkt sich nachteilig auf die Bildung von NO<sub>x</sub> aus. So wird zum einen versucht das Verdichtungsverhältnis zu senken, was sich wiederum negativ auf die Bildung von HCs und COs auswirkt (vgl. [Nö10]), oder zum anderen die Temperatur der verdichteten Luft durch einen LLK herabzusetzen. Der LLK ist dabei Teil des Luftpfads, dem dritten großen Bereich der innermotorischen Schadstoffreduzierungsmaßnahmen. Die im Luftpfad vorhandene AGR sorgt für eine Senkung des Sauerstoffpartialdrucks<sup>4</sup> im Zylinder und wirkt somit der Entstehung von Stickoxiden entgegen [Re12]. Es wird hierbei zwischen interner und externer AGR unterschieden, wobei die in Abschnitt 2.1 aufgeführte NDAGR und HDAGR zur externen AGR zählen. Die interne AGR macht sich die zeitliche Variation der Ansteuerung der Ein- und Auslassventile mittels variablen Ventiltrieb

<sup>4</sup>Der Sauerstoffpartialdruck beschreibt den Anteil des Sauerstoffs am Gesamtdruck des Gasgemisches im Zylinderbrennraum.

zu Nutze und führt so zu einem einstellbaren Abgasanteil im Zylinder. Nachteilig wirken sich beide AGR Varianten auf die Partikelbildung aus. So bewirkt eine Steigerung der AGR-Rate eine Senkung der  $\text{NO}_x$ -Bildung, führt jedoch auch zu einer erhöhten Entstehung von Partikeln aufgrund von lokalem Sauerstoffmangel im Zylinder. Daher ist je nach Betriebspunkt des Motors ein Kompromiss für die AGR-Rate zu finden, um einen möglichst schadstoffarmen Betrieb des Motors zu erreichen.

### 2.3.2 Außermotorische Maßnahmen

Neben den im vorherigen Abschnitt aufgeführten innermotorischen Maßnahmen der Schadstoffreduzierung existieren im Bereich der außermotorischen Maßnahmen vier Abgasnachbehandlungssysteme: Der Dieselpartikelfilter (DPF), der selektive katalytische Reduktionskatalysator (SCR), der Diesel-Oxidationskatalysator (DOC) und der  $\text{NO}_x$ -Speicher-katalysator (NSC). DPF, DOC und NSC sind in heutigen Dieselmotoren Stand der Technik (vgl. Abbildung 2.1) und werden daher, auch im Hinblick auf die weiteren Aspekte dieser Arbeit, kurz erläutert.

In einem DPF strömt das Abgas durch die Wände der Wabenstruktur des Partikelfilters. Die im Abgas befindlichen Partikel setzen sich hierbei an der Oberfläche der durchlässigen Wandstruktur ab. Auf diese Weise wird eine Filterung des Abgases mit einer Filterwirkung von 95% bei der erforderlichen Partikelgröße von 10 – 1000 nm erreicht [Re12]. Die Filterung der Partikel führt zu einer immer undurchlässigeren Wand der Keramikstruktur und somit zu einem größeren Druckabfall über den DPF. Dies hat zur Folge, dass der Kraftstoffverbrauch um 3-6% steigt [Al10]. Aufgrund dessen muss der Partikelfilter in gewissen Zeitabständen von den Ablagerungen befreit werden.

Der NSC im Luftpfad speichert die während der nicht ideal ablaufenden Verbrennung entstandenen Stickoxide aus dem Abgas. Die Speicherung erfolgt bei einer optimalen Temperatur von 200 bis 450°C durch die Reaktion des  $\text{NO}_2$  mit dem Oberflächenmaterial des NSC und dem freien Sauerstoff aus dem Abgas zu Nitraten [Re12]. Neben dem  $\text{NO}_2$  reagiert auch der teilweise im Kraftstoff befindliche Schwefel mit der Oberfläche des NSC und wird ebenfalls gespeichert. Die Speicherfähigkeit des  $\text{NO}_x$ -Speicher-katalysators nimmt mit der Menge der eingespeicherten Komponenten ab. Wie auch der DPF muss der NSC daher in regelmäßigen Abständen regeneriert werden, um die eingespeicherten Substanzen abzubauen (siehe Abschnitt 2.4).

Wie im vorherigen Absatz erwähnt, wird im NSC Stickstoffdioxid gespeichert, jedoch nur selten das sich noch im Abgas befindliche Stickstoffmonoxid. Der DOC regt mit seiner Oxidmischung die Oxidation von  $\text{NO}$  zu  $\text{NO}_2$  an. Des Weiteren findet eine Reaktion von Kohlenmonoxid und Kohlenwasserstoff zu Kohlenstoffdioxid und Wasserdampf statt, was somit auch eine Reduktion der Partikel zur Folge hat [Re12].

## 2.4 Betriebsarten des Dieselmotors

Der Begriff Betriebsart beschreibt ein definiertes Brennverfahren des Motors. Diese lassen sich durch die Oberbegriffe Normalbetrieb, Abgasnachbehandlung und Hilfsmaßnahmen in drei Gruppen unterteilen. Die jeweilige Betriebsart definiert Anforderungen an die einzelnen Funktionen der untergeordneten Steuergerätesoftware. Der Betriebsartenbereich der Abgasnachbehandlung beinhaltet die im vorherigen Abschnitt erwähnten Zeitintervalle, in denen der DPF und der NSC von den eingespeicherten Komponenten freigebrannt wird. Man spricht in diesem Kontext von der sogenannten DPF- und NSC-Regeneration. Zur DPF-Regeneration müssen hohe Temperaturen im Abgasmassenstrom vorliegen. Die hohen Temperaturen von über 600°C lösen eine Reaktion des Kohlenstoffs der Partikel hin zum Kohlenstoffdioxid aus [Re12]. Im NSC-Regenerationsbetrieb findet eine Zersetzung der Nitrate in das verwendete Speichermedium<sup>5</sup> sowie Stickstoff, Sauerstoff und eventuell Wasser statt [We08]. Nötig ist hierzu der Fettbetrieb des Motors mit einem Luftverhältnis kleiner eins.

Die geforderten Betriebsbedingungen werden in der DPF- und NSC-Regeneration durch Eingriffe in das Luftsystem oder Nacheinspritzungen erreicht [Hö09],[We08]. Im Bereich des Luftsystems wird meist die Drosselklappe dazu verwendet, den thermodynamischen Wirkungsgrad des Motors herabzusenken, um so hohe Temperaturen bei der Verbrennung zu erreichen. Diese führen zwangsläufig zu den geforderten hohen Temperaturen im Abgasmassenstrom. Der Zeitpunkt der Regeneration wird durch das Messen des Differenzdrucks über der Komponente und durch Modelle, die den Beladungszustand simulieren, bestimmt. Zusätzlich wird im Falle des NSC oft ein NO<sub>x</sub>-Sensor am Ausgang des Katalysators eingesetzt, dessen bestimmter NO<sub>x</sub>-Wert im gereinigten Abgas ein Indikator für die Speicherfähigkeit des Systems ist. Die Zeitdauer einer DPF-Regeneration ist mit 20-30 Minuten weitaus höher als die einer NSC-Regeneration, die mit etwa einer Minute angegeben werden kann.

## 2.5 Versuchsmotor

Die Messergebnisse der nachfolgenden Kapitel beziehen sich auf einen 2,0 Liter-Vierzylinder-Common-Rail-Dieselmotor. Die technischen Daten des Motors sind in Tabelle 2.3 aufgeführt. Der Aufbau des Luftpfads entspricht dem aus Abschnitt 2.1. In den folgenden Abschnitten wird auf die messtechnische Ausstattung des Versuchsmotors eingegangen und die Erweiterung um ein Rapid-Prototyping-System erläutert.

---

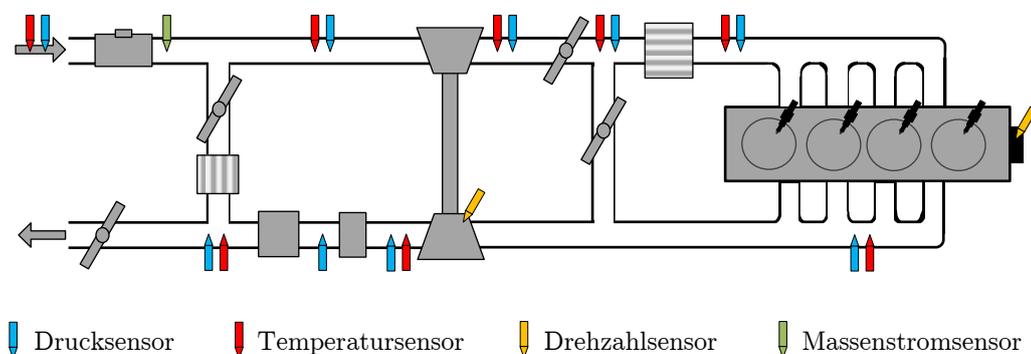
<sup>5</sup>Als Speichermedium wird meist Bariumcarbonat BaCO<sub>3</sub> verwendet.

**Tabelle 2.3:** Technische Daten des Versuchsmotors

Angabe	Wert
Hubraum	1968 cm <sup>3</sup>
max. Leistung	110 kW bei 3500 bis 4000 min <sup>-1</sup>
max. Drehmoment	320 Nm bei 1750 bis 3000 min <sup>-1</sup>
Zylinderanzahl	4
Ventile pro Zylinder	4
Hub	95,5 mm
Bohrung	81 mm
Verdichtungsverhältnis	16:1
Motormanagement	Bosch EDC 17
Abgasnorm	EU6

### 2.5.1 Messtechnik

Die im Serienstand des Motors befindliche Messsensorik wurde zum Zweck der Erfassung aller wichtigen Größen um Druck- und Temperatursensoren sowie Drehzahlsensoren erweitert bzw. parallelisiert. Die Anordnung der Messpunkte ist in Abbildung 2.2 zu sehen.

**Abbildung 2.2:** Sensormessstellen des Prüfstandsmotors

Die Aufzeichnung der Messdaten erfolgt über das Softwarepaket INCA der Firma ETAS mit einer Abtastzeit von 1 ms. Hardwareseitig werden zur Erfassung und Übermittlung der Sensordaten Module der Reihe ES4xx und das Schnittstellenmodul ES910 verwendet, welche ebenfalls der Firma ETAS zugeordnet sind. Hierdurch ist es möglich, sowohl die Werte der Zusatzsensorik zu erfassen als auch auf Steuergeräte zuzugreifen. In der nachfolgenden Tabelle werden die zur Verfügung stehenden Messgrößen mit den dazugehörigen Einheiten zusammengefasst. Die Variablennamen beziehen sich auf die in Kapitel 3 und 4 verwendeten Bezeichnungen.

**Tabelle 2.4:** Gemessene Größen am Versuchsmotor

Variable	Beschreibung	Einheit
$n_M$	Motordrehzahl	$\text{min}^{-1}$
$n_T$	Turboladerdrehzahl	$\text{min}^{-1}$
$\dot{m}_{\text{Hfm}}$	Frischlufmassenstrom	kg/h
$p_{\text{amb}}$	Umgebungsdruck	bar
$p_{\text{vV}}$	Druck vor Verdichter	bar
$p_{\text{nV}}$	Druck nach Verdichter/ Ladedruck	bar
$p_{\text{nDkl}}$	Druck nach Drosselklappe/ Saugrohrdruck	bar
$p_{\text{vT}}$	Druck vor Turbine	bar
$p_{\text{nT}}$	Druck nach Turbine	bar
$p_{\text{nDpf}}$	Druck nach DPF	bar
$p_{\text{nOxi}}$	Druck nach DOC	bar
$\vartheta_{\text{amb}}$	Umgebungstemperatur	K
$\vartheta_{\text{vV}}$	Temperatur vor Verdichter	K
$\vartheta_{\text{nV}}$	Temperatur nach Verdichter	K
$\vartheta_{\text{vT}}$	Temperatur vor Turbine	K
$\vartheta_{\text{nT}}$	Temperatur nach Turbine	K
$\vartheta_{\text{nDpf}}$	Temperatur nach DPF	K
$u_E$	Gesamteinspritzmenge	mg/Hub
$u_{\text{Dkl}}$	DKL Sollposition	%
$\tilde{u}_{\text{Dkl}}$	DKL Istposition	%
$u_{\text{Vtg}}$	VTG Sollposition	%
$\tilde{u}_{\text{Vtg}}$	VTG Istposition	%
$u_{\text{Hagr}}$	HDAGR-Ventil Sollposition	%
$\tilde{u}_{\text{Hagr}}$	HDAGR-Ventil Istposition	%
$u_{\text{Akl}}$	AKL Sollposition	%
$\tilde{u}_{\text{Akl}}$	AKL Istposition	%
$u_{\text{Nagr}}$	NDAGR-Klappe Sollposition	%
$\tilde{u}_{\text{Nagr}}$	NDAGR-Klappe Istposition	%

## 2.5.2 Rapid-Prototyping

Zur Erprobung des neuen Regelungskonzepts, aber auch zum Aufprägen individueller Stellgliedsollwerte zur Identifikation, müssen Teile der bestehenden Softwarestruktur ersetzt werden. Hierzu rechnet das Steuergerät die neuen Funktionen (Bypassfunktionen) parallel zur bestehenden Struktur. Der zugehörige Funktionsprototyp wird in MATLAB/Simulink und ETAS/INTECRIO modelliert. Die Bypassfunktion läuft anschließend in Echtzeit auf der ETAS Prototyping-Hardware ES910. Im konkreten Fall der Regelung von Lade- und Saug-



## Kapitel 3

# Nichtlineare Modellbildung des dieselmotorischen Luftpfads

In der dynamischen Modellierung werden verschiedenartige Identifikationsmethoden unterschieden. So lässt sich die Modellbildung, wie in Abschnitt 1.1.1 erwähnt, in die theoretische und die experimentelle Modellbildung unterteilen. Der theoretischen Modellbildung liegt eine Reihe von Vorwissen (z.B. physikalische Gleichungen und Gesetzmäßigkeiten) zugrunde. Hieraus ergeben sich die sogenannten White-Box-Modelle mit physikalischer Entsprechung aller Modellparameter. Im Gegensatz hierzu liegt den Black-Box-Modellen keinerlei Vorwissen zugrunde bzw. soll dieses nicht in den Identifikationsprozess integriert werden. Durch Anregung der Eingangsgrößen und dem gleichzeitigen Aufzeichnen der Ausgangsgrößen des Systems wird durch Identifikationsverfahren das Modell des Systems bestimmt. Eine weitere Form der experimentellen Modellbildung resultiert in den sogenannten Gray-Box-Modellen. Diesen Modellen liegen physikalische Zusammenhänge zugrunde, deren Parameter durch Messung der Ein- und Ausgangsgrößen angepasst werden.

Eine weitere Möglichkeit zur Unterscheidung der Modelle ist die der parametrischen und nicht-parametrischen Modelle. Parametrische Modelle lassen sich durch Gleichungen beschreiben. Die Anzahl der Parameter ist endlich und meist klein [DP04]. Nichtparametrische Modelle hingegen verwenden Verläufe aus aufgezeichneten Messwerten zur Beschreibung des dynamischen Verhaltens des Systems. Es existieren hierzu eine Reihe von Identifikationsmethoden, die im Rahmen dieser Arbeit nicht näher erläutert werden sollen, es sei auf die Literatur [Pr81] und [Is88] verwiesen. Zusätzlich wird in dieser Arbeit im Falle der parametrischen Modelle zwischen linearen und nichtlinearen Modellen unterschieden. Der Begriff linear oder nichtlinear bezieht sich hierbei auf die Parameterabhängigkeit der Ausgangsgröße der Modelle.

Als dritte wichtige Klassifizierungsmöglichkeit werden die Modelle in zeitkontinuierliche und zeitdiskrete Modelle unterteilt. In zeitkontinuierlichen Modellen liegen die Ausgangsgrößen des Modells zu jedem beliebigen Zeitpunkt vor. In zeitdiskreten Modellen hingegen stehen die

Größen nur in bestimmten, durch die Abtastzeit vorgegebenen, Intervallen zur Verfügung. Im folgenden Kapitel wird die Entwicklung eines parametrischen Gray-Box-Modells in kontinuierlicher Zeit zur Beschreibung des Luftpfads dokumentiert. Hierbei wird neben der Minimierung der statischen Abweichungen vor allem ein Fokus auf das dynamische Verhalten der einzelnen Größen gelegt. Die nahezu ausschließlich verwendeten physikalischen Zusammenhänge der Untermodelle werden durch Polynomfunktionen optimiert, um diese auf den vorliegenden Motor anzupassen, vgl. Abschnitt 3.2. Die Parameter dieser Funktionen sind lineare Koeffizienten, die so über lineare Optimierung geschätzt werden können. Das Verfahren zur Parameterbestimmung wird in Abschnitt 3.3 beschrieben. Das so entstehende komplette nichtlineare Abbild des Luftsystems kann in vielen verschiedenen Phasen der Entwicklung neuer Steuergerätfunktionen Einsatz finden. Um dieses breite Einsatzspektrum zu gewährleisten, werden alle sich im Luftpfad befindlichen Stellglieder als Eingangsgrößen verwendet, auch wenn in den weiteren Ausführungen der Arbeit, in Kapitel 4 und 5, nur eine betriebsartabhängige Systemanordnung mit zwei Eingangsgrößen betrachtet wird. Der Entwurf erfolgt jedoch mit den vorherrschenden Zielen der Reglerparametrierung und der Reglervalidierung. So resultieren die Regelparameter des linearen PIDT1-Reglers aus Abschnitt 5.3.2, dementsprechend ein Teil der kompletten Regelstruktur aus Kapitel 5, aus den Ergebnissen der Simulation des geschlossenen Regelkreises. Zusätzlich zum Entwurf ist durch das im kompletten Betriebsbereich gültige nichtlineare Modell ein Test neuer Steuerungs- und Regelungsstrategien unter realitätsnahen Bedingungen in einer Simulationsumgebung möglich. Dieses Vorgehen findet in Abschnitt 5.4.1 Anwendung und entsprechend diesem wird der Entkopplungsregelkreis vor der zentralen Erprobung am Prüfstandsmotor am nichtlinearen Luftsystemmodell getestet.

Die Eingangsgrößen des Modells

$$\mathbf{u} = [n_M \ u_E \ u_{Vtg} \ u_{Dkl} \ u_{Hagr} \ u_{Akl} \ u_{Nagr}]^T$$

entsprechen dem jeweiligen Betriebspunkt des Motors, bestehend aus Motordrehzahl  $n_M$  und Einspritzmenge  $u_E$ , sowie den Sollpositionen der variablen Turbinengeometrie  $u_{Vtg}$ , der Drosselklappe  $u_{Dkl}$ , des HDAGR-Ventils  $u_{Hagr}$ , der Abgasklappe  $u_{Akl}$  und der NDAGR-Klappe  $u_{Nagr}$ . Die VTG, die Drosselklappe und die Abgasklappe sind offen, wenn deren Stellungen 0% betragen ( $u_{Vtg} = 0\%$ ,  $u_{Dkl} = 0\%$ ,  $u_{Akl} = 0\%$ ) und geschlossen bei 100%. Die Stellglieder der Abgasrückführung verhalten sich in umgekehrter Weise und sind beim Positionswert 100% geöffnet ( $u_{Hagr} = 100\%$ ,  $u_{Nagr} = 100\%$ ) und bei 0% geschlossen.

Die Hauptdynamik des Modells wird durch die folgenden sieben Zustände definiert: Druck vor Verdichter  $p_{vV}$ , Druck nach Verdichter  $p_{nV}$ , Druck im Saugrohr  $p_{nDkl}$ , Druck im Auslasskrümmer  $p_{vT}$ , Druck nach DPF  $p_{nDPf}$ , Kompressorstrom  $\dot{m}_V$  und Turboladerdrehzahl  $n_T$ .

Hinzu kommen vier Zustände zur Modellierung von Wärmeleitungseffekten in den Temperaturen vor Verdichter  $\vartheta_{vV}$ , nach Verdichter  $\vartheta_{nV}$ , im Auslasskrümmer  $\vartheta_{vT}$  und nach DPF  $\vartheta_{nDpf}$ . Die Temperatur im Saugrohr  $\vartheta_{nDkl}$  wird durch den LLK bei  $\vartheta_{nDkl} \approx 35^\circ\text{C}$  annähernd konstant gehalten und nicht durch ein Modell abgebildet. Weitere zehn Zustände sind für die dynamische Modellierung der Stellglieder im Luftsystem vorgesehen. Somit ergibt sich der Zustandsvektor

$$\mathbf{x} = [p_{vV} \ p_{nV} \ p_{nDkl} \ p_{vT} \ p_{nDpf} \ \dot{m}_V \ n_T \ \vartheta_{vV} \ \vartheta_{nV} \ \vartheta_{vT} \ \vartheta_{nDpf} \ \tilde{u}_{Vtg} \ \tilde{u}_{Vtg} \\ \tilde{u}_{Dkl} \ \tilde{u}_{Dkl} \ \tilde{u}_{Hagr} \ \tilde{u}_{Hagr} \ \tilde{u}_{Nagr} \ \tilde{u}_{Nagr} \ \tilde{u}_{Akl} \ \tilde{u}_{Akl}]^T$$

mit 21 Zuständen im Gesamtmodell. Die zeitlichen Ableitungen der Zustandsgrößen des Modells sind nichtlineare Funktionen der Zustandsgrößen und der Eingangsgrößen. Für das nichtlineare Zustandsraummodell folgt

$$\dot{\mathbf{x}} = f(\mathbf{x}, \mathbf{u}).$$

Im weiteren Verlauf der Arbeit wird in Abschnitt 3.6 gezeigt, dass sich die Drücke im Luftsystem sowie die Turboladerdrehzahl und die Massenströme auch ohne exakte dynamische Modellierung der Temperaturen gut abbilden lassen. Zusätzlich zur Vernachlässigung der dynamischen Wärmeübergangseffekte können auch die Stellglieder mit nur einem Zustand modelliert werden, was die Komplexität des Gesamtmodells weiter sinken lässt. Somit ergibt sich ein vereinfachtes nichtlineares System mit 12 Zuständen.

## 3.1 Aufbau

Das Modell des Luftsystems basiert auf einem Behältermodell mit der thermischen Zustandsgleichung eines idealen Gases

$$pV = mR\vartheta, \quad (3.1)$$

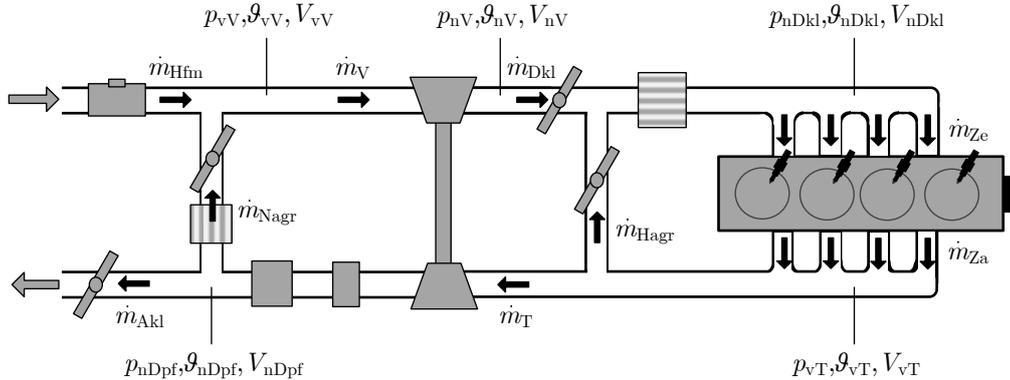
mit dem Druck  $p$ , dem Volumen des Behälters  $V$ , der sich in dem Behälter befindlichen Gasmasse  $m$ , der idealen Gaskonstanten  $R$  und der Temperatur  $\vartheta$ . Die zeitliche Ableitung der Zustandsgleichung führt unter der Annahme, dass die zeitliche Änderung der Temperatur erheblich langsamer abläuft als die des Drucks und somit in der zeitlichen Änderung des Drucks vernachlässigt werden kann, zu

$$\frac{dp}{dt} = \frac{R\vartheta}{V} \frac{dm}{dt}. \quad (3.2)$$

Dies führt zu den fünf Differentialgleichungen der Kontrollvolumen

$$\begin{aligned}
 \frac{dp_{vV}}{dt} &= \frac{R_{Lu}\vartheta_{vV}}{V_{vV}}(\dot{m}_{Hfm} + \dot{m}_{Nagr} - \dot{m}_V), \\
 \frac{dp_{nV}}{dt} &= \frac{R_{Lu}\vartheta_{nV}}{V_{nV}}(\dot{m}_V - \dot{m}_{Dkl}), \\
 \frac{dp_{nDkl}}{dt} &= \frac{R_{Lu}\vartheta_{nDkl}}{V_{nDkl}}(\dot{m}_{Dkl} + \dot{m}_{Hagr} - \dot{m}_{Ze}), \\
 \frac{dp_{vT}}{dt} &= \frac{R_{Ab}\vartheta_{vT}}{V_{vT}}(\dot{m}_{Za} - \dot{m}_T - \dot{m}_{Hagr}), \\
 \frac{dp_{nDpf}}{dt} &= \frac{R_{Ab}\vartheta_{nDpf}}{V_{nDpf}}(\dot{m}_T - \dot{m}_{Nagr} - \dot{m}_{Akl})
 \end{aligned} \tag{3.3}$$

mit den Massenströmen Frischluftmassenstrom  $\dot{m}_{Hfm}$ , Kompressormassenstrom  $\dot{m}_V$ , Drosselklappenmassenstrom  $\dot{m}_{Dkl}$ , Zylindereinlassmassenstrom  $\dot{m}_{Ze}$ , Zylinderauslassmassenstrom  $\dot{m}_{Za}$ , HDAGR-Massenstrom  $\dot{m}_{Hagr}$ , Turbinenmassenstrom  $\dot{m}_T$ , NDAGR-Massenstrom  $\dot{m}_{Nagr}$  und Abgasklappenmassenstrom  $\dot{m}_{Akl}$ , vgl. Abbildung 3.1. Die Gaskonstante wird je nach Lage des Kontrollvolumens frischluftseitig durch  $R_{Lu}$  und abgasseitig durch  $R_{Ab}$  festgelegt.



**Abbildung 3.1:** Schematische Modellübersicht des Luftpfads mit fünf Kontrollvolumen

## 3.2 Modelle

In diesem Abschnitt werden die Untermodelle des Luftsystems vorgestellt und ihre Optimierung aufgezeigt. Tabelle 3.1 zeigt die Zusammenfassung der einzelnen Untermodelle mit den zugehörigen Optimierungsfunktionen und Parameterabhängigkeiten. Die Wahl der Grade der Optimierungsfunktionen erfolgt auf Basis der heuristischen Methode mit dem Ziel der möglichst geringen Parameteranzahl. Grundlage der Modelle bilden überwiegend physikalische Zusammenhänge, um eine physikalische Interpretierbarkeit des Gesamtmodells zu gewährleisten. Weiterhin haben die physikalischen Zusammenhänge im gesamten Betriebsbereich des Motors Gültigkeit, was einen nicht unerheblichen Vorteil darstellt. Zur Übersichtlichkeit der Modell-

beschreibungen werden in den folgenden Unterabschnitten ausschließlich die Abhängigkeiten der Optimierungsfunktionen mit einem Grad größer eins grafisch dargestellt. Parametrisiert werden die Modelle jeweils durch Messungen in unterschiedlichen Betriebspunkten des Motors, siehe Abschnitt 3.4. Hierzu werden je nach Betriebspunkt die Stellungen der Aktuatoren variiert.

**Tabelle 3.1:** Untermodelle des nichtlinearen Motormodells

Untermodell	Optimierungsfunktion	Abhängigkeiten	Abschnitt
Frischluftmassenstrom	$\Phi_{\text{Hfm}}(n_{\text{T}}, p_{\text{vV}})$	$n_{\text{T}}, p_{\text{vV}}, n_{\text{T}} \cdot p_{\text{vV}}, n_{\text{T}}^2, n_{\text{T}}^3$	3.2.1
Temperatur vor Verdichter	-	-	3.2.2
Verdichtermassenstrom	$\Pi_{\text{wS}}(\dot{m}_{\text{V}}, n_{\text{T}})$ $f_{\text{pV}}(\dot{m}_{\text{Nagr}})$	$n_{\text{T}}, \dot{m}_{\text{V}}, n_{\text{T}} \cdot \dot{m}_{\text{V}}, n_{\text{T}}^2,$ $\dot{m}_{\text{V}}^2, n_{\text{T}}^2 \cdot \dot{m}_{\text{V}}^2$ $\dot{m}_{\text{Nagr}}, \dot{m}_{\text{Nagr}}^2$	3.2.3
Temperatur nach Verdichter	$\vartheta_{\text{vV,opt}}(n_{\text{M}}, \vartheta_{\text{vV}})$	$n_{\text{M}}, \vartheta_{\text{vV}}$	3.2.4
Drosselklappenmassenstrom	$f_{\text{mDkl}}(\tilde{u}_{\text{Dkl}}, n_{\text{M}})$	$n_{\text{M}}, \tilde{u}_{\text{Dkl}}, n_{\text{M}} \cdot \tilde{u}_{\text{Dkl}},$ $\tilde{u}_{\text{Dkl}}^2, \tilde{u}_{\text{Dkl}}^3$	3.2.5
Zylindermassenstrom	$\eta_{\text{L}}(p_{\text{nDkl}})$	$p_{\text{nDkl}}$	3.2.6
Temperatur im Auslasskrümmer	$p_{\text{i,opt}}(n_{\text{M}}, u_{\text{E}})$	$n_{\text{M}}, u_{\text{E}}, n_{\text{M}} \cdot u_{\text{E}}, u_{\text{E}}^2$	3.2.7
HDAGR-Massenstrom	$A_{\text{Hagr,opt}}(\tilde{u}_{\text{Hagr}}, n_{\text{M}})$	$\tilde{u}_{\text{Hagr}}, n_{\text{M}}, \tilde{u}_{\text{Hagr}}^2,$ $\tilde{u}_{\text{Hagr}} \cdot n_{\text{M}}, \tilde{u}_{\text{Hagr}}^3$	3.2.8
Turboladerdrehzahl	$\tilde{n}_{\text{T}}(\dot{m}_{\text{E}}, \Pi_{\text{T}})$	$\dot{m}_{\text{E}}, \Pi_{\text{T}}, \dot{m}_{\text{E}} \cdot \Pi_{\text{T}},$ $\dot{m}_{\text{E}}^2, \Pi_{\text{T}}^2$	3.2.9
Turbinenmassenstrom	$f_{\text{mT}}(n_{\text{M}}, n_{\text{T}})$	$n_{\text{M}}, n_{\text{T}}, n_{\text{M}} \cdot n_{\text{T}}, n_{\text{M}}^2$	3.2.10
Druck nach Turbine	$\Delta p_{\text{Dpf}}(n_{\text{T}})$	$n_{\text{T}}, n_{\text{T}}^2$	3.2.11
Temperatur nach DPF	-	$\kappa_{\text{Dpf}}, \Delta t_{\text{nDpf}}$	3.2.12
NDAGR-Massenstrom	$\sqrt{\frac{2}{\vartheta_{\text{nDpf,opt}} R_{\text{Ab}}}} (\tilde{u}_{\text{Nagr}}, n_{\text{M}})$	$\tilde{u}_{\text{Nagr}}, n_{\text{M}}, \tilde{u}_{\text{Nagr}}^2,$ $\tilde{u}_{\text{Nagr}} \cdot n_{\text{M}}, n_{\text{M}}^2,$ $\tilde{u}_{\text{Nagr}}^3, n_{\text{M}}^3$	3.2.13
Abgasklappenmassenstrom	$p_{\text{nDpf,opt}}(p_{\text{nDpf}}, \tilde{u}_{\text{Akl}})$	$p_{\text{nDpf}}, \tilde{u}_{\text{Akl}}, p_{\text{nDpf}} \cdot \tilde{u}_{\text{Akl}},$ $p_{\text{nDpf}}^2, u_{\text{Akl}}^2$	3.2.14
Stellglieder	-	$T_{\text{u1}}, T_{\text{u2}}$	3.2.15

### 3.2.1 Frischluftmassenstrom

Auf Basis des volumetrischen Durchflusskoeffizienten

$$\Phi_{\text{Hfm}} = \frac{\dot{m}_{\text{Hfm}}/\rho_{\text{Hfm}}}{\pi r_{\text{V}}^2 u_{\text{V}}} \quad (3.4)$$

wird der Frischluftmassenstrom  $\dot{m}_{\text{Hfm}}$  bestimmt [Di98]. Der Durchflusskoeffizient vergleicht den tatsächlichen Frischluftmassenstrom mit dem theoretischen Massenstrom durch ein Rohr mit dem Radius  $r_{\text{V}}$ . Die Fluidgeschwindigkeit  $u_{\text{V}} = r_{\text{V}}\omega_{\text{T}}$  ist abhängig von der Turboladerwinkelgeschwindigkeit  $\omega_{\text{T}}$ . Durch Substituieren der Dichte des Fluides  $\rho_{\text{Hfm}}$  auf Basis der Zustandsgleichung idealer Gase (Gleichung 3.1) folgt

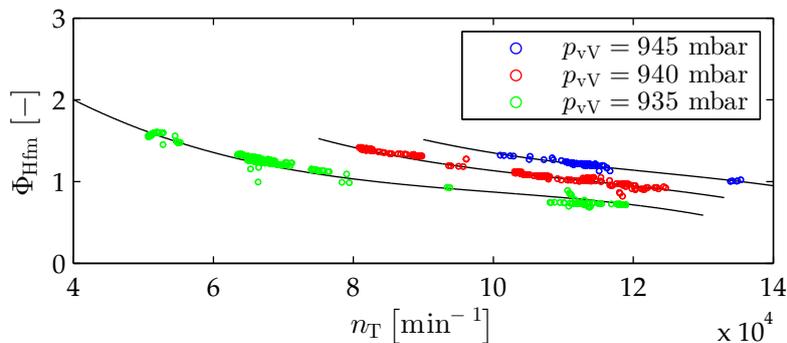
$$\Phi_{\text{Hfm}} = \frac{R_{\text{Lu}}\vartheta_{\text{amb}}}{p_{\text{amb}}\pi r_{\text{V}}^3\omega_{\text{T}}}\dot{m}_{\text{Hfm}} \quad (3.5)$$

mit dem Umgebungsdruck  $p_{\text{amb}}$  und der Umgebungstemperatur  $\vartheta_{\text{amb}}$ . Der Durchflusskoeffizient wird zur Optimierung des Untermodells als Polynomfunktion

$$\Phi_{\text{Hfm}}(n_{\text{T}}, p_{\text{vV}}) = c_{\text{hfm0}} + c_{\text{hfm1}} \cdot n_{\text{T}} + c_{\text{hfm2}} \cdot p_{\text{vV}} + c_{\text{hfm3}} \cdot n_{\text{T}} \cdot p_{\text{vV}} + c_{\text{hfm4}} \cdot n_{\text{T}}^2 + c_{\text{hfm5}} \cdot n_{\text{T}}^3 \quad (3.6)$$

aus Turboladerdrehzahl  $n_{\text{T}}$  und Druck vor Verdichter  $p_{\text{vV}}$  mit den Optimierungsparametern  $c_{\text{hfm0}}, \dots, c_{\text{hfm5}}$  modelliert. In Abbildung 3.2 ist der Durchflusskoeffizient in Abhängigkeit der Turboladerdrehzahl für drei konstante Drücke aus einer Messreihe dargestellt. Die optimierte Polynomfunktion ist durch schwarze Linien gekennzeichnet und zeigt gute Übereinstimmung mit den aufgezeichneten Messdaten, was den funktionalen Zusammenhang aus Gleichung 3.6 bestätigt. Aus den Gleichungen 3.5 und 3.6 folgt der Frischluftmassenstrom zu

$$\dot{m}_{\text{Hfm}} = \Phi_{\text{Hfm}}(n_{\text{T}}, p_{\text{vV}}) \frac{p_{\text{vV}}\pi r_{\text{V}}^3\omega_{\text{T}}}{R_{\text{Lu}}\vartheta_{\text{vV}}}. \quad (3.7)$$



**Abbildung 3.2:** Gemessener Durchflusskoeffizient in Abhängigkeit der Turboladerdrehzahl für drei konstante Werte des Drucks vor Verdichter und identifizierte funktionale Abhängigkeit (schwarz)

### 3.2.2 Temperatur vor Verdichter

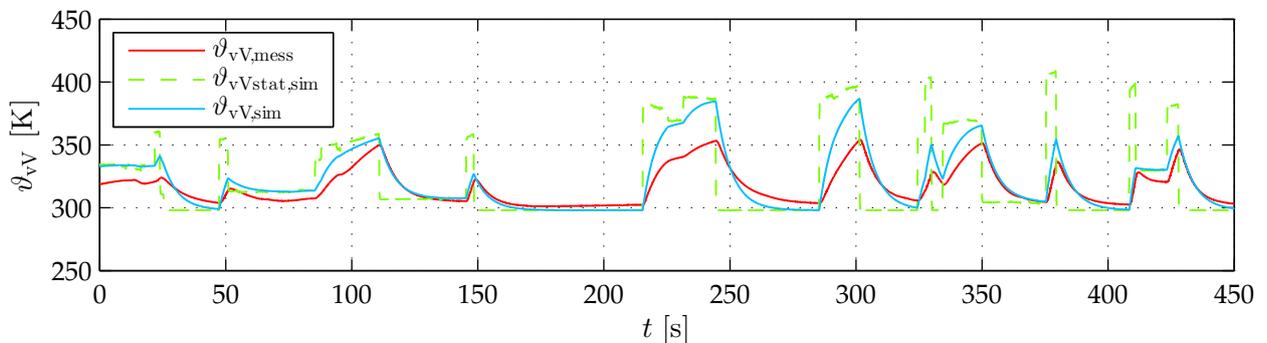
Die statische Temperatur vor Verdichter  $\vartheta_{vVstat}$  ist eine Mischtemperatur aus Umgebungstemperatur  $\vartheta_{amb}$  und Temperatur nach DPF  $\vartheta_{nDpf}$ . Diese lässt sich in Abhängigkeit des Frischluftmassenstroms  $\dot{m}_{Hfm}$  und des NDAGR-Massenstroms  $\dot{m}_{Nagr}$  durch den Zusammenhang

$$\vartheta_{vVstat} = \frac{\dot{m}_{Hfm}c_{p,Lu}\vartheta_{amb} + \dot{m}_{Nagr}c_{p,Ab}\vartheta_{nDpf}}{\dot{m}_{Hfm}c_{p,Lu} + \dot{m}_{Nagr}c_{p,Ab}} \quad (3.8)$$

mit den spezifischen Wärmekapazitäten  $c_{p,Lu}$  für Frischluft und  $c_{p,Ab}$  für Abgas beschreiben. Grundlage hierfür bildet die RICHMANNsche Mischungsregel, die auf Basis der Gleichheit von abgegebener und aufgenommener Wärmemenge eine Berechnung der Mischtemperatur ermöglicht [PBM48]. Die Wärmeübergänge im NDAGR-Kühler und in den Bauteilen vor Verdichter können durch die Fouriersche Differentialgleichung beschrieben werden [Go16]. Hierbei ist jedoch die Einführung mehrerer Zustände nötig, was wiederum zu einer Steigerung der Rechenleistung führt. Zur Vermeidung der rechenintensiven partiellen Differentialgleichungen werden die Wärmeübergänge durch ein System erster Ordnung

$$\frac{d\vartheta_{vV}(t)}{dt} = \frac{\vartheta_{vVstat}(t) - \vartheta_{vV}(t)}{T_{vV}} \quad (3.9)$$

mit der Zeitkonstante  $T_{vV}$  approximiert. Der Verlauf der simulierten Temperatur  $\vartheta_{vV,sim}$  und der statisch modellierten Temperatur  $\vartheta_{vVstat,sim}$  im Vergleich mit der gemessenen Temperatur vor Verdichter  $\vartheta_{vV,mess}$  ist in Abbildung 3.3 dargestellt. Es ist erkennbar, dass die modellierte Temperatur auf Basis von Gleichung 3.8 und 3.9 ohne Polynomfunktion sehr zufriedenstellende Ergebnisse liefert. Zur weiteren Minimierung der Abweichungen im Untermodell könnte eine zusätzliche Optimierungsfunktion eingeführt werden, worauf jedoch aufgrund der sehr guten Ergebnisse im Gesamtmodell (vgl. Abschnitt 3.5) in dieser Arbeit verzichtet wird.



**Abbildung 3.3:** Vergleich der statisch modellierten Temperatur (grün) sowie der modellierten Temperatur mit approximierten Wärmeverlusten (cyan) mit der gemessenen Temperatur vor Verdichter (rot)

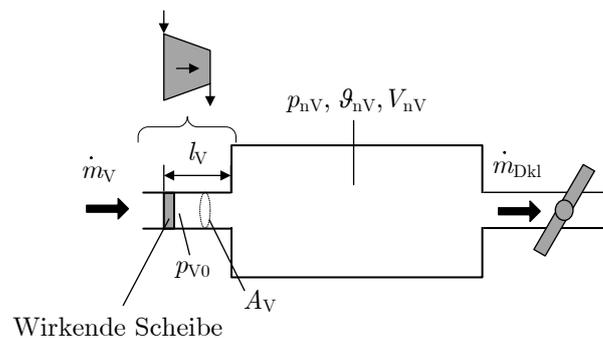
### 3.2.3 Verdichtermassenstrom

Der Verdichtermassenstrom kann in einer ähnlichen Weise wie der Frischluftmassenstrom durch Optimierung des Durchflusskoeffizienten berechnet werden, vgl. [WE06, St15]. Hier ergeben sich jedoch große Steigungen in den Optimierungsfunktionen der einzelnen Abhängigkeiten. Dies hat zur Folge, dass kleine Abweichungen in den Eingangsgrößen des Untermodells zu großen Abweichungen in der Berechnung des Verdichtermassenstroms  $\dot{m}_V$  führen können. Zur Vermeidung dieser Effekte wird in [Gr76] und [Za12] an einem vereinfachten Luftpfadmodell ohne AGR ein zusätzlicher Zustand für den Kompressormassenstrom eingeführt. Die Modellierung der zeitlichen Änderung des Massenstroms erfolgt auf Basis des Druckverhältnisses vom Druck unmittelbar am Verdichteraustritt  $p_{V0}$  zum Ladedruck  $p_{nV}$  mit

$$\frac{d\dot{m}_V}{dt} = \frac{A_V}{l_V} (p_{V0} - p_{nV}). \quad (3.10)$$

Die Fläche  $A_V$  und die Länge  $l_V$  beschreiben die geometrischen Abmessungen des Verdichters, vgl. Abbildung 3.4. Die wirkende Scheibe beschreibt in diesem Zusammenhang die Drucksteigerung im Verdichter [Za12]. Der Druck  $p_{V0}$  ist dementsprechend das Produkt aus Druck vor Verdichter  $p_{vV}$  und dem Druckverhältnis  $\Pi_{wS}$  über die wirkende Scheibe

$$p_{V0} = \Pi_{wS} \cdot p_{vV}. \quad (3.11)$$



**Abbildung 3.4:** Detailliertes Verdichtermmodell in Anlehnung an [Za12]

Die Parametrierung des Modells erfolgt in dieser Arbeit bei Vorhandensein einer NDAGR in zwei Schritten:

1. Optimierung des Druckverhältnisses  $\Pi_{wS}$  bei geschlossener NDAGR-Klappe.
2. Optimierung von Schritt (1) für NDAGR-Betrieb durch Optimierung des Drucks vor Verdichter.

Im Betrieb ohne NDAGR wird die Annahme getroffen, dass der Druck vor Verdichter dem Umgebungsdruck  $p_{\text{amb}}$  entspricht, was zum Zusammenhang

$$p_{V0} = \Pi_{\text{wS}} \cdot p_{\text{amb}} \quad (3.12)$$

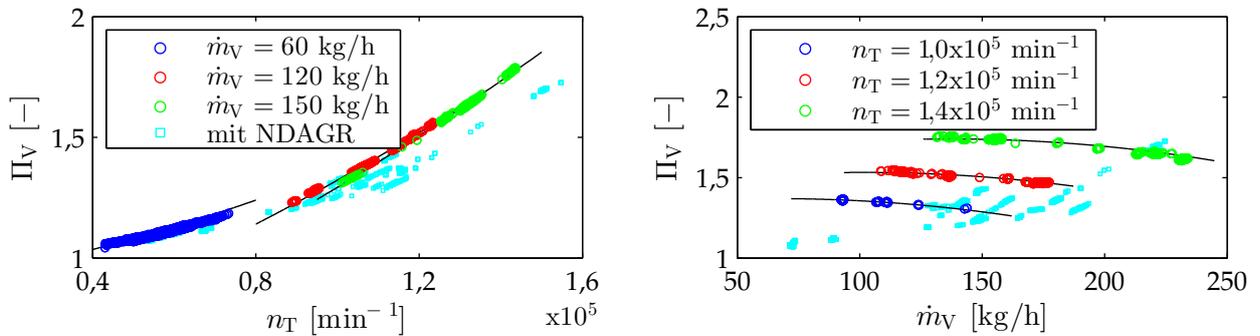
führt. In stationären Betriebspunkten ergibt sich aus den Gleichungen 3.10 und 3.12

$$\Pi_{\text{wS}} = \frac{p_{\text{nV}}}{p_{\text{amb}}}. \quad (3.13)$$

Das optimale Druckverhältnis wird in Abhängigkeit von Verdichtermassenstrom und Turboladerdrehzahl als Polynom zweiten Grades

$$\begin{aligned} \Pi_{\text{wS}}(\dot{m}_V, n_T) = & c_{\text{IV}0} + c_{\text{IV}1} \cdot n_T + c_{\text{IV}2} \cdot \dot{m}_V + c_{\text{IV}3} \cdot n_T \cdot \dot{m}_V \\ & + c_{\text{IV}4} \cdot n_T^2 + c_{\text{IV}5} \cdot \dot{m}_V^2 + c_{\text{IV}6} \cdot n_T^2 \cdot \dot{m}_V^2 \end{aligned} \quad (3.14)$$

mit den sieben Optimierungsparametern  $c_{\text{IV}0}, \dots, c_{\text{IV}6}$  abgebildet. Die Zusammenhänge sind in Abbildung 3.5 für Variation der Turboladerdrehzahl (links) und Variation des Verdichtermassenstroms (rechts) gemeinsam mit den Polynomfunktionen aus Gleichung 3.14 in schwarz dargestellt. Für Messungen ohne NDAGR zeigt die Abbildung die gute Übereinstimmung der gemessenen Werte zu den jeweiligen Polynomfunktionen zweiter Ordnung.



**Abbildung 3.5:** Gemessenes Druckverhältnis in Abhängigkeit des Verdichtermassenstroms für drei konstante Turboladerdrehzahlen (rechts) und in Abhängigkeit der Turboladerdrehzahl für drei konstante Verdichtermassenströme (links) bei geöffneter und geschlossener (cyan) NDAGR-Klappe

Wird Abgas über die NDAGR-Klappe zurückgeführt ist Annahme 3.12 nicht mehr zulässig. Dies wird auch in Abbildung 3.5 (cyanfarbige Messpunkte) deutlich. Hier lässt sich das optimale Druckverhältnis nicht mehr als Polynom aus  $\dot{m}_V$  und  $n_T$  darstellen. Werden Gleichung 3.11 und 3.14 in Gleichung 3.10 verwendet, liefert dies keine guten Ergebnisse für das Untermodell. Aufgrund dessen wird ein optimaler Druck vor Verdichter

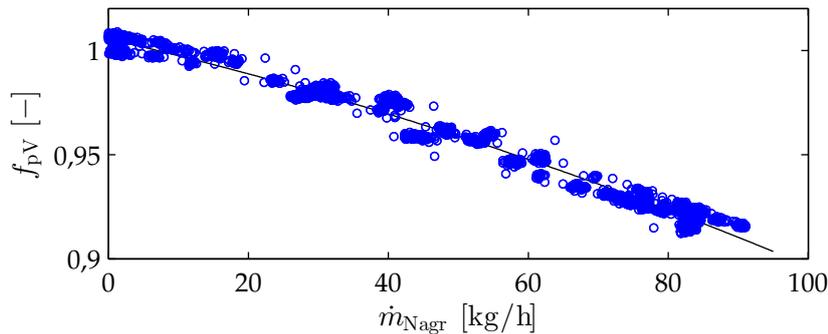
$$p_{V0,\text{opt}} = f_{pV} p_{V0} \quad (3.15)$$

gebildet. Die Optimierung des Drucks vor Verdichter in Schritt zwei erfolgt über den NDAGR-Massenstroms  $\dot{m}_{\text{Nagr}}$  als Polynom zweiten Grades

$$f_{\text{pV}}(\dot{m}_{\text{Nagr}}) = c_{\text{pV0}} + c_{\text{pV1}}\dot{m}_{\text{Nagr}} + c_{\text{pV2}}\dot{m}_{\text{Nagr}}^2 \quad (3.16)$$

mit den Optimierungsparametern  $c_{\text{pV0}}$ ,  $c_{\text{pV1}}$  und  $c_{\text{pV2}}$ . Die quadratische Abhängigkeit der Optimierungsfunktion ist in Abbildung 3.6 für eine Messung mit Verstellung der NDAGR-Klappe dargestellt. Für den Fall, dass kein Massenstrom über die NDAGR-Klappe zurückgeführt wird, weist die Funktion den Wert eins auf und die Funktion hat keinen Einfluss auf die Berechnung der zeitlichen Ableitung des Verdichtermassenstroms. Aufgrund des relativ flachen Verlaufs der Optimierungsfunktion haben die Abweichungen zwischen den gemessenen und modellierten Werten einen geringeren Einfluss auf das Gesamtergebnis des Modells. Für die zeitliche Änderung des Verdichtermassenstroms folgt zusammenfassend aus den Gleichungen 3.10, 3.11, 3.13 und 3.15

$$\frac{d\dot{m}_{\text{V}}}{dt} = \frac{A_{\text{V}}}{l_{\text{V}}} (\Pi_{\text{wS}}(\dot{m}_{\text{V}}, n_{\text{T}}) \cdot p_{\text{vV}} \cdot f_{\text{pV}}(\dot{m}_{\text{Nagr}}) - p_{\text{nV}}). \quad (3.17)$$



**Abbildung 3.6:** Berechnetes Druckverhältnis von optimalem Druck nach Verdichter zu gemessenem Druck nach Verdichter sowie die geschätzte Polynomfunktion (schwarz) in Abhängigkeit des NDAGR-Massenstroms

### 3.2.4 Temperatur nach Verdichter

Die Temperatur nach Verdichter  $\vartheta_{\text{nV}}$  wird auf Basis einer adiabaten Zustandsänderung

$$\frac{\vartheta_{\text{nV}}}{\vartheta_{\text{vV}}} = \left( \frac{p_{\text{nV}}}{p_{\text{vV}}} \right)^{\frac{\kappa_{\text{Lu}} - 1}{\kappa_{\text{Lu}}}} \quad (3.18)$$

mit dem Isentropenexponent  $\kappa_{\text{Lu}}$ , dem Druck vor und nach Verdichter  $p_{\text{vV}}$  bzw.  $p_{\text{nV}}$  sowie der Temperatur vor Verdichter  $\vartheta_{\text{vV}}$  bestimmt. Zur Annäherung von Gleichung 3.18 an das reale Temperaturverhalten des Motors wird eine optimale Temperatur vor Verdichter  $\vartheta_{\text{vV,opt}}$ , die zur Beschreibung der Temperatur durch Gleichung 3.18 nötig wäre, quantifiziert. In Abhängigkeit

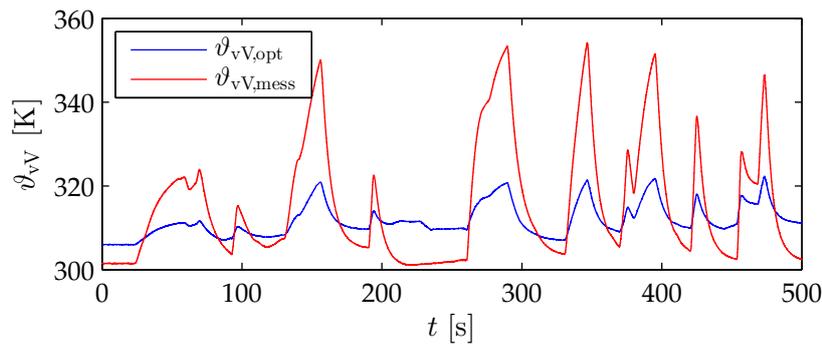
der Motordrehzahl  $n_M$  und der realen Temperatur vor Verdichter  $\vartheta_{vV}$  lässt sich diese durch den linearen Zusammenhang

$$\vartheta_{vV,\text{opt}}(n_M, \vartheta_{vV}) = c_{tV0} + c_{tV1} \cdot n_M + c_{tV2} \cdot \vartheta_{vV} \quad (3.19)$$

mit den drei Optimierungsparametern  $c_{tV0}, \dots, c_{tV2}$  darstellen. Abbildung 3.7 zeigt den Vergleich der optimalen Temperatur mit der gemessenen Temperatur  $\vartheta_{vV,\text{mess}}$  für eine Messung mit Verstellung der HDAGR- und der NDAGR-Klappe. Es ist erkennbar, dass die optimale Temperatur eine Stauchung der realen Temperatur ist, was den linearen Zusammenhang aus Gleichung 3.19 verifiziert. Zusätzlich hierzu bestätigt Abbildung 3.7 die Eingangs erwähnte gute Definierbarkeit des Motorverhaltens auf Basis von physikalischen Zusammenhängen. Aus den Gleichungen 3.18 und 3.19 folgt für die statische Temperatur nach Verdichter

$$\vartheta_{nV,\text{stat}} = \left( \frac{p_{nV}}{p_{vV}} \right)^{\frac{\kappa_{Lu}-1}{\kappa_{Lu}}} \vartheta_{vV,\text{opt}}(n_M, \vartheta_{vV}). \quad (3.20)$$

Die Modellierung der Temperatur erfolgt im ersten Schritt, ähnlich der Temperatur vor Verdichter, ohne Berücksichtigung des Wärmeaustausches zwischen der Luft und dessen Umgebung. Zur Aufnahme dieser Effekte in das Untermodell der Temperatur nach Verdichter werden diese wiederum zur Verminderung der Modellkomplexität durch ein System erster Ordnung (vgl. Gleichung 3.9) mit der Zeitkonstante  $T_{nV}$  abgebildet.



**Abbildung 3.7:** Vergleich zwischen idealer Temperatur vor Verdichter und gemessener Temperatur vor Verdichter anhand einer Messung mit HDAGR und NDAGR

### 3.2.5 Drosselklappenmassenstrom

Zur Darstellung des Drosselklappenmassenstroms  $\dot{m}_{Dkl}$  wird die Beschreibung einer kompressiblen Strömung durch eine Drossel mit veränderlichem Querschnitt  $A_{Dkl}$

$$\dot{m}_{Dkl} = \sqrt{\frac{2}{R_{Lu} \vartheta_{nV}}} \cdot p_{nV} \cdot A_{Dkl} \cdot \Psi(\Pi_{Dkl}) \quad (3.21)$$

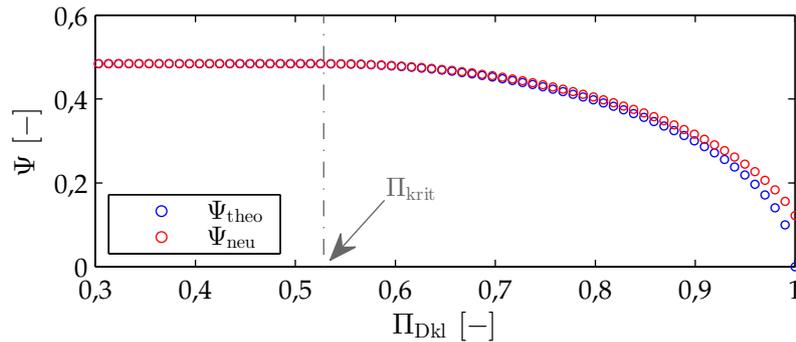
verwendet [He88]. Aufgrund des steilen Gradienten der Durchflussfunktion

$$\Psi(\Pi_{\text{Dkl}}) = \begin{cases} \sqrt{\frac{\kappa_{\text{Lu}}}{\kappa_{\text{Lu}}-1} (\Pi_{\text{Dkl}}^{2/\kappa_{\text{Lu}}} - \Pi_{\text{Dkl}}^{1+1/\kappa_{\text{Lu}}})} & \text{für } \Pi_{\text{Dkl}} > \Pi_{\text{krit}} = \frac{2}{\kappa_{\text{Lu}}+1} \frac{\kappa_{\text{Lu}}}{\kappa_{\text{Lu}}-1} \\ \frac{2}{\kappa_{\text{Lu}}+1} \frac{1}{\kappa_{\text{Lu}}-1} \sqrt{\frac{\kappa_{\text{Lu}}}{\kappa_{\text{Lu}}+1}} & \text{für } \Pi_{\text{Dkl}} \leq \Pi_{\text{krit}} \end{cases} \quad (3.22)$$

für Druckverhältnisse  $\Pi_{\text{Dkl}}$  nahe eins wird in Reß et al. [RSB15] die Durchflussfunktion als Polynom aus Klappenposition und Motordrehzahl modelliert und so der Druck nach Drosselklappe gänzlich aus der Massenstromgleichung entfernt. Im Betrieb mit HDAGR ist die Information über den Druck im Einlasskrümmer in der Massenstromgleichung, vor allem bei Verstellung des HDAGR-Ventils, immens wichtig, um die dynamischen Vorgänge, die aus der schnellen Druckänderung durch Öffnen oder Schließen des Ventils resultieren, im Modell sichtbar zu machen. Aufgrund dessen wird die Durchflussfunktion ohne Änderungen übernommen. Um die Probleme der Berechnung der Durchflussfunktion, die vor allem durch das zu null werden der Gleichung bei Druckgleichheit entstehen, zu verhindern, wird der Druck vor Verdichter um  $\Delta p_{\text{Dkl}} = 0,02$  bar erhöht, was zum neuen Druckverhältnis

$$\Pi_{\text{Dkl}\Delta} = \frac{p_{\text{nDkl}}}{p_{\text{nV}} + \Delta p_{\text{Dkl}}} \quad (3.23)$$

führt. Durch diesen Zusammenhang ergibt sich ein veränderter Verlauf der Durchflussfunktion, siehe Abbildung 3.8.



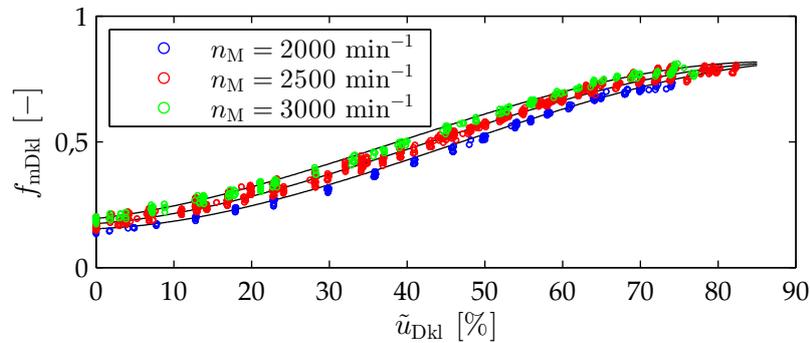
**Abbildung 3.8:** Gegenüberstellung der theoretischen Durchflussfunktion (blau) und der neu modellierten Durchflussfunktion aus Messdaten (rot)

Zur Annäherung des physikalischen Zusammenhangs aus Gleichung 3.21 an das reale Verhalten des Motors wird, wie oben ausgeführt, nicht die Durchflussfunktion, sondern der vollständige physikalische Zusammenhang optimiert. Die Abhängigkeiten sind identisch mit denen aus Reß

et al. [RSB15] zur Darstellung der Durchflussfunktion. Somit ergibt sich eine Funktion dritten Grades

$$f_{\text{mDkl}}(\tilde{u}_{\text{Dkl}}, n_{\text{M}}) = c_{\text{mDkl}0} + c_{\text{mDkl}1} n_{\text{M}} + c_{\text{mDkl}2} \tilde{u}_{\text{Dkl}} + c_{\text{mDkl}3} n_{\text{M}} \tilde{u}_{\text{Dkl}} + c_{\text{mDkl}4} \tilde{u}_{\text{Dkl}}^2 + c_{\text{mDkl}5} \tilde{u}_{\text{Dkl}}^3 \quad (3.24)$$

in Abhängigkeit der Istposition der Drosselklappe  $\tilde{u}_{\text{Dkl}}$  und der Motordrehzahl  $n_{\text{M}}$  mit den Optimierungsparametern  $c_{\text{mDkl}0}, \dots, c_{\text{mDkl}5}$ . In Abbildung 3.9 ist die Optimierungsfunktion für drei konstante Motordrehzahlen über der Drosselklappenposition dargestellt. Wie zu erkennen ist, besteht nur eine geringe Abhängigkeit der errechneten Optimierungsfunktion von der Motordrehzahl. Die Modellierung der Abhängigkeit in Gleichung 3.24 ist jedoch notwendig, um die sehr guten Ergebnisse im Gesamtmodell aus Abschnitt 3.5 zu erzielen.



**Abbildung 3.9:** Gemessene Abhängigkeit der Funktion zur Optimierung des Drosselklappenmassenstroms vom Istwert der DKL für drei konstante Motordrehzahlen mit identifiziertem Funktionsverlauf (schwarz)

Wie in Reiß et al. [RSB15] definiert, ist die effektive Fläche der Drosselstelle  $A_{\text{Dkl}}$  über ein Polynom vierten Grades

$$A_{\text{Dkl}}(\tilde{u}_{\text{Dkl}}) = c_{\text{aDkl}0} + c_{\text{aDkl}1} \cdot \tilde{u}_{\text{Dkl}} + c_{\text{aDkl}2} \cdot \tilde{u}_{\text{Dkl}}^2 + c_{\text{aDkl}3} \cdot \tilde{u}_{\text{Dkl}}^3 + c_{\text{aDkl}4} \cdot \tilde{u}_{\text{Dkl}}^4 \quad (3.25)$$

mit den Optimierungsparametern  $c_{\text{aDkl}0}, \dots, c_{\text{aDkl}4}$  in Abhängigkeit der Stellgliedposition darstellbar. Aus den Gleichungen 3.21, 3.23, 3.24 und 3.25 folgt für die Berechnung des Drosselklappenmassenstroms

$$\dot{m}_{\text{Dkl}} = \sqrt{\frac{2}{R_{\text{Lu}} \vartheta_{\text{IV}}}} \cdot p_{\text{nV}} \cdot A_{\text{Dkl}}(\tilde{u}_{\text{Dkl}}) \cdot \Psi(\Pi_{\text{Dkl}\Delta}) \cdot f_{\text{mDkl}}(\tilde{u}_{\text{Dkl}}, n_{\text{M}}). \quad (3.26)$$

### 3.2.6 Zylindermassenstrom

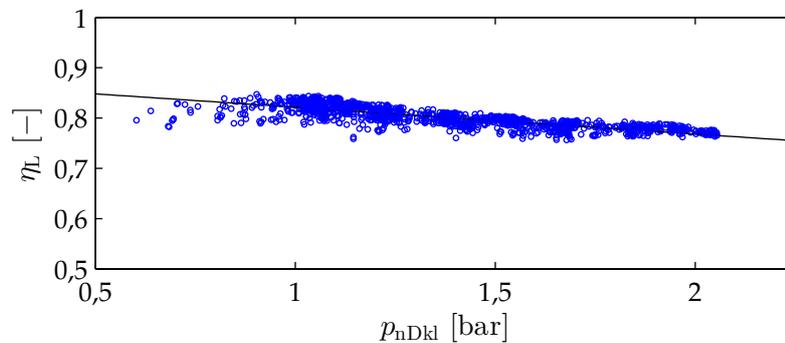
Der Zylindermassenstrom wird auf Basis des volumetrischen Wirkungsgrades

$$\eta_L = \frac{2\dot{m}_{Ze}}{\rho_z V_z n_M / 60} \quad (3.27)$$

bestimmt [He88]. Dieser beschreibt das Verhältnis aus tatsächlichem Zylindermassenstrom  $\dot{m}_{Ze}$  und theoretischem Massenstrom. Der theoretische Massenstrom basiert auf der Verdrängung der Luft durch die Zylinder und ist abhängig von der Dichte der einströmenden Luft  $\rho_z$ , der Drehzahl  $n_M$  und dem Gesamtverdrängungsvolumen der Zylinder  $V_z$ . Der volumetrische Wirkungsgrad wird als lineare Funktion

$$\eta_L(p_{nDkl}) = c_{\text{eta}0} + c_{\text{eta}1} \cdot p_{nDkl} \quad (3.28)$$

des Saugrohrdrucks  $p_{nDkl}$  mit den Optimierungsparametern  $c_{\text{eta}0}$  und  $c_{\text{eta}1}$  angenähert. Die Abhängigkeit des volumetrischen Wirkungsgrads vom Saugrohrdruck ist in Abbildung 3.10 auf Grundlage gemessener Daten in Verbindung mit dem funktionalen Zusammenhang aus Gleichung 3.28 grafisch dargestellt. Der relativ flache Verlauf der Optimierungsfunktion führt, wie bereits in Abschnitt 3.2.3 erwähnt, zu einer geringeren Empfindlichkeit der Ausgangsgröße des Untermodells gegenüber Modellungenauigkeiten.



**Abbildung 3.10:** Gemessene und geschätzte Abhängigkeit zwischen volumetrischem Wirkungsgrad und Druck nach DKL

Die Substitution der Dichte  $\rho_z$  aus den Zusammenhängen der idealen Gasgleichung 3.1 mit dem Druck im Saugrohr  $p_{nDkl}$ , der Temperatur im Saugrohr  $\vartheta_{nDkl}$  und der allgemeinen Gaskonstante  $R_{Lu}$  führt in Verbindung mit den Gleichungen 3.27 und 3.28 zu der Beziehung

$$\dot{m}_{Ze} = \frac{\eta_L(n_M, p_{nDkl}) p_{nDkl} n_M V_z}{120 R_{Lu} \vartheta_{nDkl}} \quad (3.29)$$

für den Zylindermassenstrom.

### 3.2.7 Temperatur im Auslasskrümmer

Zur Modellierung der Temperatur im Auslasskrümmer wird wie in [WE10] und [RSB15] die Energiebilanz der Wärmeströme im Zylinder

$$0 = \dot{Q}_{\text{Gas}} + \dot{Q}_{\text{E}} - \dot{Q}_{\text{M}} - \dot{Q}_{\text{h}} \quad (3.30)$$

verwendet. In diesem Zusammenhang ist der Wärmestrom des Gases vom Einlass zum Auslass des Zylinders definiert als

$$\dot{Q}_{\text{Gas}} = \dot{m}_{\text{Za}} c_{\text{p,Ab}} (\vartheta_{\text{nDkl}} - \vartheta_{\text{Za}}). \quad (3.31)$$

Hierbei entspricht  $\dot{m}_{\text{Za}}$  dem Zylindermassenstrom,  $c_{\text{p,Ab}}$  der spezifischen Wärmekapazität,  $\vartheta_{\text{nDkl}}$  der Zylindereinlasstemperatur und  $\vartheta_{\text{Za}}$  der Zylinderauslasstemperatur. Der durch den Kraftstoff zugeführte Wärmestrom

$$\dot{Q}_{\text{E}} = \dot{m}_{\text{E}} h_{\text{E}} \quad (3.32)$$

mit dem Kraftstoffmassenstrom  $\dot{m}_{\text{E}}$  und dem spezifischen Heizwert des Kraftstoffs  $h_{\text{E}}$ , die indizierte Leistung des Motors

$$\dot{Q}_{\text{M}} = \frac{n_{\text{M}} p_{\text{i}} V_{\text{z}}}{60} \quad (3.33)$$

mit der Motordrehzahl  $n_{\text{M}}$ , dem Zylinderinnendruck  $p_{\text{i}}$  und dem Verdrängungsvolumen der Zylinder  $V_{\text{z}}$  sowie der Wärmestrom  $\dot{Q}_{\text{h}}$ , der aufgrund von Wärmeverlusten in den Bauteilen auftritt, vervollständigen die Energiebilanz. Werden die Wärmeverluste wie in den vorhergehenden Temperaturmodellierungen im Zylinder und im Auslasskrümmer vernachlässigt ( $\dot{Q}_{\text{h}} = 0$ ), entspricht die Zylinderauslasstemperatur  $\vartheta_{\text{Za}}$  der Temperatur im Auslasskrümmer  $\vartheta_{\text{vT}}$ . Somit folgt aus den Gleichungen 3.30 bis 3.33 für die Temperatur im Auslasskrümmer

$$\vartheta_{\text{vTstat}} = \vartheta_{\text{nDkl}} + \frac{\dot{m}_{\text{E}} \cdot h_{\text{E}} - n_{\text{M}} \cdot p_{\text{i}} \cdot V_{\text{z}} / 60}{\dot{m}_{\text{Za}} c_{\text{p,Ab}}}. \quad (3.34)$$

Zur Annäherung von Gleichung 3.34 an die reale Temperatur des Motors wird der optimale Zylinderinnendruck aus den gemessenen Größen aus

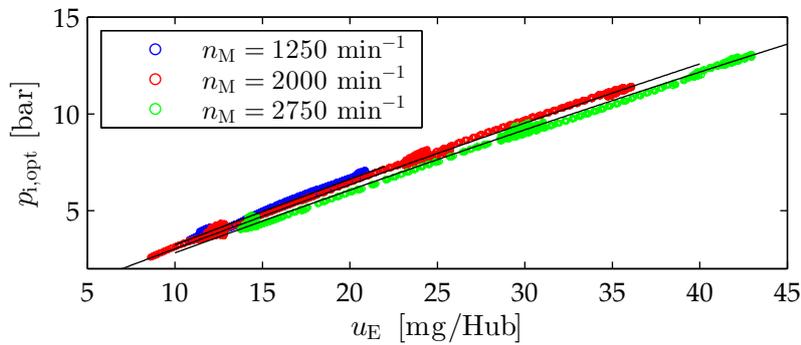
$$p_{\text{i}} = \frac{(\dot{m}_{\text{Za}} c_{\text{p,Ab}} (\vartheta_{\text{nDkl}} - \vartheta_{\text{vT}}) + \dot{m}_{\text{E}} h_{\text{E}}) 60}{n_{\text{M}} V_{\text{z}}} \quad (3.35)$$

bestimmt. Der verwendete Zylinderinnendruck ist abhängig vom jeweiligen Betriebspunkt [Ve93]. Infolgedessen resultiert der optimale Zylinderinnendruck

$$p_{\text{i,opt}}(n_{\text{M}}, u_{\text{E}}) = c_{\text{pi0}} + c_{\text{pi1}} \cdot n_{\text{M}} + c_{\text{pi2}} \cdot u_{\text{E}} + c_{\text{pi3}} \cdot n_{\text{M}} \cdot u_{\text{E}} + c_{\text{pi4}} \cdot u_{\text{E}}^2 \quad (3.36)$$

mit den Optimierungsparametern  $c_{\text{pi0}}, \dots, c_{\text{pi4}}$  aus der Motordrehzahl  $n_{\text{M}}$  und der Einspritzmenge  $u_{\text{E}}$  des Motors. Die quadratische Abhängigkeit des Zylinderinnendrucks von  $u_{\text{E}}$  ist

in Abbildung 3.11 für drei konstante Motordrehzahlen dargestellt. Wie in Abbildung 3.11 zu erkennen, besteht zwischen der Einspritzmenge und dem optimale Zylinderdruck nur eine geringe quadratische Abhängigkeit. Die Modellierung über einen linearen Zusammenhang führt jedoch zu erheblich schlechteren Ergebnissen im Gesamtmodell, weshalb auf den quadratischen Ansatz zurückgegriffen wird. Der optimalen Zylinderinnendruck  $p_{i,\text{opt}}$  (Gleichung 3.36) führt in Verbindung mit Gleichung 3.34 zur optimierten Temperatur im Auslasskrümmer ohne Wärmeverluste. In gleicher Weise wie in den vorhergehenden Temperaturen werden die Wärmeverluste durch ein System erster Ordnung, wie in Gleichung 3.9, mit der Zeitkonstante  $T_{vT}$  als Optimierungsparameter approximiert.



**Abbildung 3.11:** Quadratische Abhängigkeit des errechneten optimalen Zylinderinnendrucks von der Einspritzmenge des Motors für eine Messung mit HDAGR bei drei unterschiedlichen Motordrehzahlen; geschätzter funktionaler Zusammenhang (schwarz)

### 3.2.8 HDAGR-Massenstrom

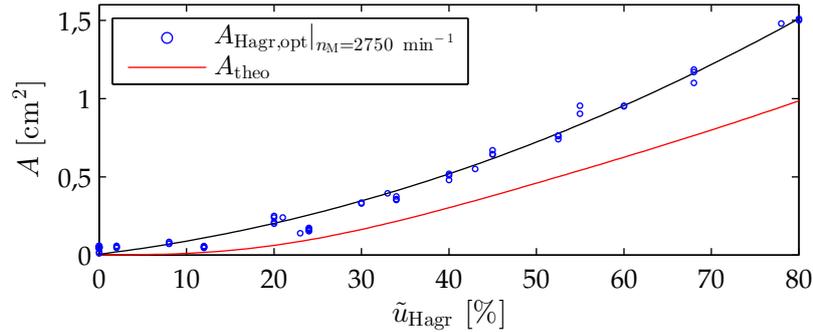
Der Massenstrom durch das HDAGR-Ventil wird analog zum Drosselklappenmassenstrom, vgl. Abschnitt 3.2.5, über die Drosselgleichung

$$\dot{m}_{\text{Hagr}} = \sqrt{\frac{2}{R_{\text{Ab}} \vartheta_{vT}}} p_{vT} \cdot A_{\text{Hagr}}(\tilde{u}_{\text{Hagr}}) \cdot \Psi(\Pi_{\text{Hagr}}) \quad (3.37)$$

mit dem Druckverhältnis  $\Pi_{\text{Hagr}} = \frac{p_{vT}}{p_{nDkl}}$  beschrieben. Zur Annäherung der physikalischen Gleichung an den realen HDAGR-Massenstrom des Motors wird die Fläche des HDAGR-Ventils als Optimierungsvariable verwendet und die theoretische Fläche  $A_{\text{Hagr}}$  durch eine optimale Fläche  $A_{\text{Hagr,opt}}$  ersetzt. Die optimale Fläche weist wie die theoretische Fläche ebenfalls eine Abhängigkeit von der Istposition des HDAGR-Ventils  $\tilde{u}_{\text{Hagr}}$  auf. Zusätzlich wird die Fläche um eine lineare Abhängigkeit von der Motordrehzahl  $n_M$  auf Basis von Messdaten erweitert. Dies führt zur optimalen Querschnittsfläche des HDAGR-Ventils

$$A_{\text{Hagr,opt}}(\tilde{u}_{\text{Hagr}}, n_M) = c_{\text{Hagr}0} + c_{\text{Hagr}1} \cdot \tilde{u}_{\text{Hagr}} + c_{\text{Hagr}2} \cdot n_M + c_{\text{Hagr}3} \cdot \tilde{u}_{\text{Hagr}}^2 + c_{\text{Hagr}4} \cdot \tilde{u}_{\text{Hagr}} n_M + c_{\text{Hagr}5} \cdot \tilde{u}_{\text{Hagr}}^3 \quad (3.38)$$

mit den Optimierungsparametern  $c_{\text{Hagr}0}, \dots, c_{\text{Hagr}5}$ . Die Abhängigkeit der optimalen Fläche des HDAGR-Ventils ist in Abbildung 3.12 zusammen mit der theoretischen Fläche  $A_{\text{theo}}$  für eine konstante Motordrehzahl dargestellt. Die Polynomfunktion weist qualitativ einen annähernd gleichen Verlauf wie die theoretische HDAGR-Ventilfläche auf. Dies bestätigt den gewählten physikalischen Zusammenhang aus Gleichung 3.37.



**Abbildung 3.12:** Vergleich zwischen aus Messdaten ermittelter optimaler HDAGR-Ventilfläche (blau), geschätzter Polynomfunktion der HDAGR-Ventilfläche (schwarz) und theoretischer HDAGR-Ventilfläche (rot)

### 3.2.9 Turboladerdrehzahl

In Wahlström et al. [WE06,WE10] wird die zeitliche Änderung der Turboladerdrehzahl über die Leistungsbilanz aus Turbinen- und Verdichterleistung bestimmt. Diese Variante erfordert eine gute Modellierung bzw. auch eine gute Messbarkeit der beiden Leistungen und kann bei Ungenauigkeiten in einem Teilmodell zu großen Ungenauigkeiten im Gesamtmodell führen. Zur Vermeidung dieser nachteiligen Effekte wird die Turboladerdrehzahl als einziges Untermodell ausschließlich als Polynom modelliert. In Reiß et al. [RSB15] wurde eine Modellierung der Turboladerdrehzahl als Polynom aus dem Druckverhältnis  $\Pi_T = \frac{p_{vT}}{p_{nT}}$  über der Turbine und der Einspritzmenge verwendet. Zur Erhöhung der Genauigkeit der Turboladermodellierung im Modell mit HDAGR wird in dieser Arbeit die Einspritzmenge durch den Kraftstoffmassenstrom

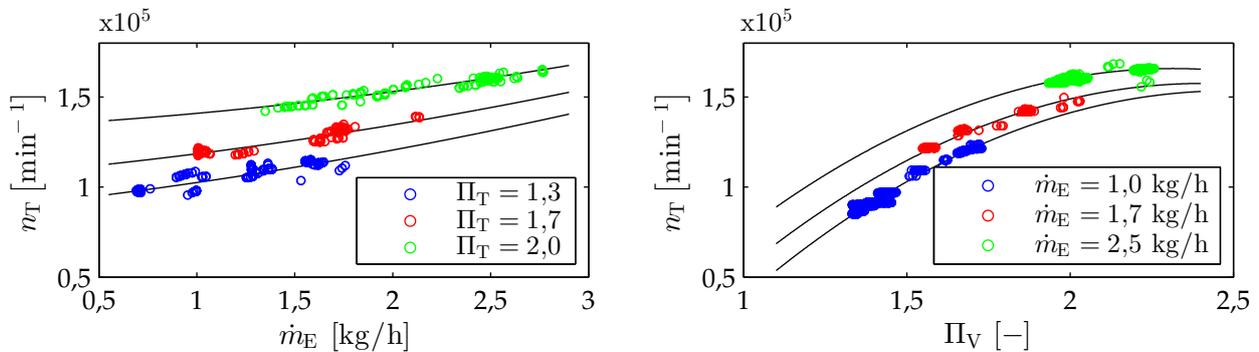
$$\dot{m}_E = \frac{10^{-6}}{120} N_{Zy1} \cdot n_M \cdot u_E \quad (3.39)$$

ersetzt. Folglich wird das Modell um eine Motordrehzahlabhängigkeit ergänzt. Die Turboladerdrehzahl folgt als Polynom

$$\tilde{n}_T = c_{nt0} + c_{nt1}\dot{m}_E + c_{nt2}\Pi_T + c_{nt3}\dot{m}_E\Pi_T + c_{nt4}\dot{m}_E^2 + c_{nt5}\Pi_T^2 \quad (3.40)$$

mit den Optimierungsparametern  $c_{nt0}, \dots, c_{nt5}$ . Die quadratische Abhängigkeit der Turboladerdrehzahl vom Kraftstoffmassenstrom sowie vom Druckverhältnis ist in Abbildung 3.13

dargestellt. Beide Diagramme zeigen eine gute Übereinstimmung der gemessenen Daten mit den identifizierten Polynomfunktionen. Dies bestätigt ebenfalls Abbildung 3.14 und im stationären Zustand ist eine geringe Abweichung zwischen  $\tilde{n}_T$  und  $n_{T,\text{mess}}$  erkennbar.

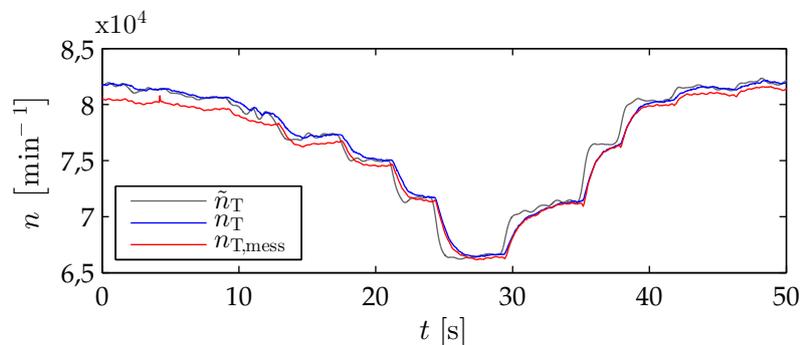


**Abbildung 3.13:** Gemessene Turboladerdrehzahl in Abhängigkeit des Kraftstoffmassenstroms für drei konstante Druckverhältnisse (links) sowie in Abhängigkeit des Druckverhältnisses über die Turbine für drei konstante Kraftstoffmassenströme (rechts)

Die vorhandene Trägheit des Turboladers wird durch ein Verzögerungsglied erster Ordnung

$$\frac{dn_T}{dt} = \frac{1}{T_T}(\tilde{n}_T(t) - n_T(t)) \quad (3.41)$$

mit der Zeitkonstante  $T_T$  modelliert. In Abbildung 3.14 ist sowohl die statisch modellierte Turboladerdrehzahl  $\tilde{n}_T$  aus Gleichung 3.40 als auch die dynamisch modellierte Drehzahl  $n_T$  aus Gleichung 3.41 im Vergleich mit der gemessenen Turboladerdrehzahl  $n_{T,\text{mess}}$  dargestellt. Das dynamische Verhalten der modellierten Turboladerdrehzahl stimmt sehr gut mit dem gemessenen realen Verhalten des Motors überein und führt zu sehr guten Ergebnissen im Untermodell des Turboladers.



**Abbildung 3.14:** Vergleich zwischen gemessener Turboladerdrehzahl (rot), modellierter stationärer (grau) und modellierter dynamischer Turboladerdrehzahl mit Trägheitsmodell (blau)

### 3.2.10 Turbinenmassenstrom

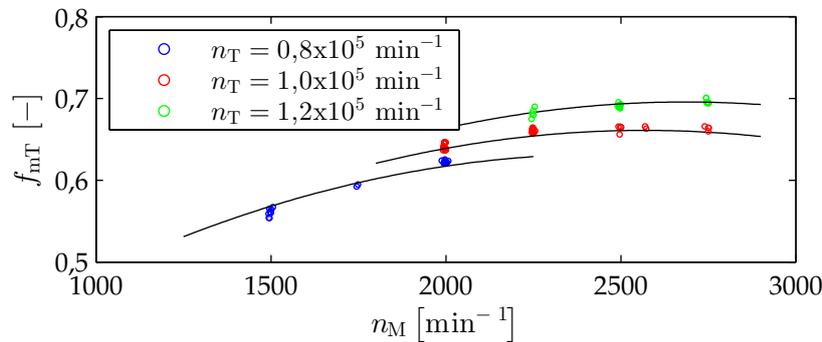
Die Annäherung der Gleichung zur Beschreibung einer kompressiblen Strömung erfolgte in [RSB15] mittels Bestimmung einer optimalen Querschnittsfläche der Drosselstelle. Dieser Zusammenhang hat in Betriebsbereichen mit HDAGR ausschließlich in einem kleinen Betriebspunktintervall des Motors Gültigkeit. Aufgrund dessen wird auf eine Modellierung des Turbinenmassenstroms mit multiplikativer Optimierungsfunktion, ähnlich der Beschreibung des Drosselklappenmassenstroms  $\dot{m}_{\text{DKl}}$  aus Abschnitt 3.2.5, zurückgegriffen. Abbildung 3.15 lässt die quadratische Abhängigkeit der Optimierungsfunktion von der Motordrehzahl  $n_{\text{M}}$  für drei konstante Turboladerdrehzahlen  $n_{\text{T}}$  erkennen. Dieser funktionale Zusammenhang führt zur Polynomfunktion

$$f_{\text{mT}}(n_{\text{M}}, n_{\text{T}}) = c_{\text{mT0}} + c_{\text{mT1}} \cdot n_{\text{M}} + c_{\text{mT2}} \cdot n_{\text{T}} + c_{\text{mT3}} \cdot n_{\text{M}} \cdot n_{\text{T}} + c_{\text{mT4}} \cdot n_{\text{M}}^2 \quad (3.42)$$

mit den Optimierungsparametern  $c_{\text{mT0}}, \dots, c_{\text{mT4}}$ . Die in schwarz identifizierte Optimierungsfunktion zeigt eine gute Übereinstimmung mit den gemessenen Prüfstandswerten, siehe Abbildung 3.15, und führt unter anderem zu sehr guten Ergebnissen im Gesamtmodell, vgl. Abschnitt 3.5. Für den Turbinenmassenstrom  $\dot{m}_{\text{T}}$  folgt dementsprechend

$$\dot{m}_{\text{T}} = \sqrt{\frac{2}{R_{\text{Ab}} \vartheta_{\text{vT}}}} \cdot p_{\text{vT}} \cdot A_{\text{Vtg}}(\tilde{u}_{\text{Vtg}}) \cdot \Psi(\Pi_{\text{T}}) \cdot f_{\text{mT}}(n_{\text{T}}, n_{\text{M}}) \quad (3.43)$$

mit dem Druckverhältnis  $\Pi_{\text{T}} = \frac{p_{\text{vT}}}{p_{\text{nT}}}$ . Der Öffnungsquerschnitt der VTG  $A_{\text{Vtg}}$  wird auf Grundlage von Gleichung 3.25 als Polynom vierten Grades in Abhängigkeit der Istposition  $\tilde{u}_{\text{Vtg}}$  modelliert.



**Abbildung 3.15:** Abhängigkeit der Funktion zur Optimierung des Turbinenmassenstroms von der Motordrehzahl anhand einer Messung ohne AGR in Verbindung mit der identifizierten funktionalen Abhängigkeit (schwarz)

### 3.2.11 Druck nach Turbine

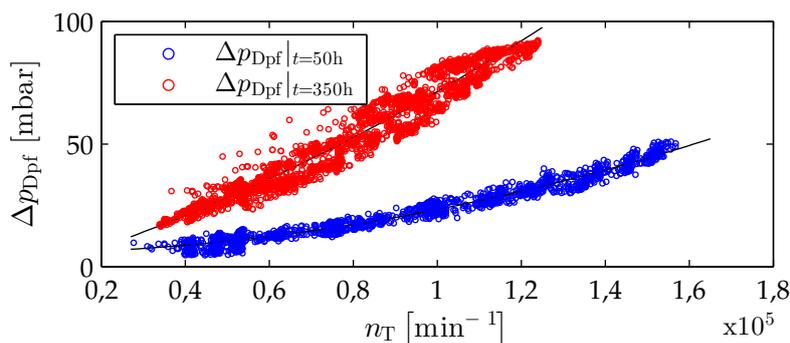
Der Druck nach Turbine wird nicht als Zustandsgröße definiert und im Gegensatz zu den weiteren Drücken im Luftpfad nicht mittels Integration der zeitlichen Ableitung bestimmt. Der Druck wird statisch aus dem Druckverlust  $\Delta p_{\text{Dpf}}$  über dem DPF und dem DOC sowie dem Druck nach DPF  $p_{\text{nDpf}}$  gemäß

$$p_{\text{nT}} = p_{\text{nDpf}} + \Delta p_{\text{Dpf}} \quad (3.44)$$

berechnet. Der Druckverlust wird über die Turboladerdrehzahl als Polynom zweiten Grades

$$\Delta p_{\text{Dpf}}(n_{\text{T}}) = c_{\Delta p0} + c_{\Delta p1} \cdot n_{\text{T}} + c_{\Delta p2} \cdot n_{\text{T}}^2 \quad (3.45)$$

mit den Optimierungsparametern  $c_{\Delta p0}$ ,  $c_{\Delta p1}$  und  $c_{\Delta p2}$  abgebildet (siehe auch Abbildung 3.16).



**Abbildung 3.16:** Gemessener Druckabfall über DPF in Abhängigkeit der Turboladerdrehzahl nach 50 Betriebsstunden (blau) und nach 350 Betriebsstunden (rot) bei zuvor regeneriertem DPF

Dies hat den Vorteil, dass Alterungseffekte bzw. Beladungszustände der Abgasreinigungskomponenten auf eine einfache Weise berücksichtigt werden können. Zur Berücksichtigung wird im Gesamtmodell ausschließlich Gleichung 3.45 angepasst und so entspricht das Modell wieder dem aktuellen Zustand des Motors. Die Veränderung der Druckdifferenz bei regeneriertem DPF in Abhängigkeit der Turboladerdrehzahl und der Betriebsstunden ist in Abbildung 3.16 dargestellt. Aus dieser Abbildung lässt sich die steigende Druckdifferenz mit steigender Betriebsstundenzahl durch Alterung der Bauteile erkennen. Ein zusätzlicher positiver Aspekt durch die direkte Modellierung des Drucks nach Turbine ist die Reduzierung der Zustandsgrößen, was zum Zwecke der Reduktion der Modellkomplexität ebenfalls in Abschnitt 3.6 auf weitere Größen angewendet wird.

### 3.2.12 Temperatur nach DPF

Zur Modellierung der Temperatur nach dem DPF wird der Luftpfad vor dem DPF vereinfacht als Rohr betrachtet. Die Temperatur am Ende einer ungedämmten Rohrleitung lässt sich durch

$$\vartheta_e = (\vartheta_a - \vartheta_{\text{amb}}) e^{-\epsilon} + \vartheta_{\text{amb}} \quad (3.46)$$

mit

$$\epsilon = \frac{\dot{Q}_h l_R}{\dot{m}_R c_{p,\text{Ab}} (\vartheta_a - \vartheta_{\text{amb}})} \quad (3.47)$$

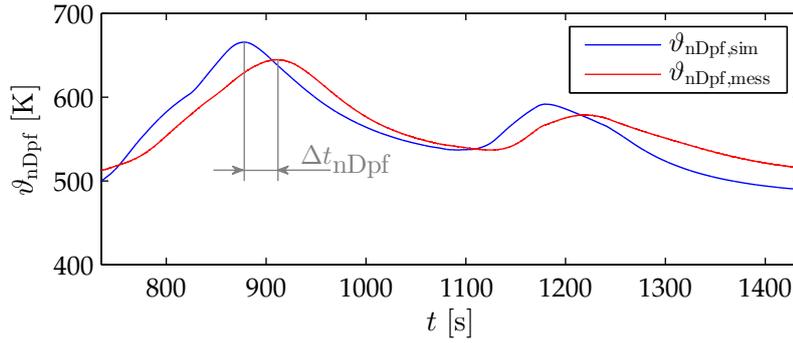
charakterisieren [Wo02]. In diesem Zusammenhang ist  $\vartheta_a$  die Anfangstemperatur der durchströmenden Luft mit dem Massenstrom  $\dot{m}_R$  und  $\vartheta_{\text{amb}}$  die Umgebungstemperatur. Die Wärmeverluste über die Länge  $l_R$  werden durch den Wärmestrom  $\dot{Q}_h$  berücksichtigt. Der Wärmestrom

$$\dot{Q}_h = \pi \cdot d_R \cdot \alpha (\vartheta_o - \vartheta_{\text{amb}}) \quad (3.48)$$

mit dem Durchmesser des Rohrs  $d_R$ , dem Wärmeübergangskoeffizienten  $\alpha$  und der Temperaturdifferenz aus Oberflächentemperatur  $\vartheta_o$  und Umgebungstemperatur  $\vartheta_{\text{amb}}$  definiert hierbei die Wärmeverluste je Meter Rohrlänge. Zur vereinfachten Modellierung des Wärmestroms wird die Temperatur an der Oberfläche gleich der Lufttemperatur im Rohr  $\vartheta_e$  angenommen. In Bezug auf den Luftpfad entspricht  $\vartheta_e$  der Temperatur nach DPF  $\vartheta_{\text{nDpfstat}}$ , die Anfangstemperatur  $\vartheta_a$  der Temperatur im Auslasskrümmer  $\vartheta_{\text{vT}}$  und der Massenstrom durch das Rohr  $\dot{m}_R$  dem Turbinenmassenstrom  $\dot{m}_T$ . Die geometrischen Parameter ergeben sich aus den Abmessungen des Motors. Zur Modellierung der realen Wärmeverluste im Luftpfad vom Auslasskrümmer zur Temperatur nach DPF wird, wie in den zuvor entwickelten Temperaturmodellen, ein Verzögerungsglied erster Ordnung

$$\frac{d\vartheta_{\text{nDpf}}(t)}{dt} = \frac{\kappa_{\text{Dpf}} \cdot \vartheta_{\text{nDpfstat}}(t - \Delta t_{\text{nDpf}}) - \vartheta_{\text{nDpf}}(t)}{T_{\text{nDpf}}} \quad (3.49)$$

mit stationärer Verstärkung  $\kappa_{\text{nDpf}}$ , Zeitkonstante  $T_{\text{Dpf}}$  und zusätzlicher Totzeit eingesetzt. Zur Anpassung des Rohrmodells an die Originalstruktur des Luftpfads werden beide Parameter optimiert. Die Zeitverzögerung  $\Delta t_{\text{nDpf}}$  ist ebenfalls auf die besondere Struktur des Luftpfads zurückzuführen. So führt die Wabenstruktur des DPF zu großen Wärmespeicherungseffekten im DPF. Die verzögerte Temperaturentwicklung ist für eine Prüfstandsmessung in Abbildung 3.17 dargestellt. Die Abbildung zeigt eine weitestgehend zufriedenstellende Übereinstimmung zwischen gemessenem und modelliertem Wert. Auf die teilweise erkennbaren Ungenauigkeiten bzw. die Problematiken bei der Messung der Temperatur nach DPF wird noch einmal in Abschnitt 3.7 eingegangen.



**Abbildung 3.17:** Gegenüberstellung von gemessener Temperatur nach DPF und modellierter Temperatur nach DPF ohne Verzögerung (blau)

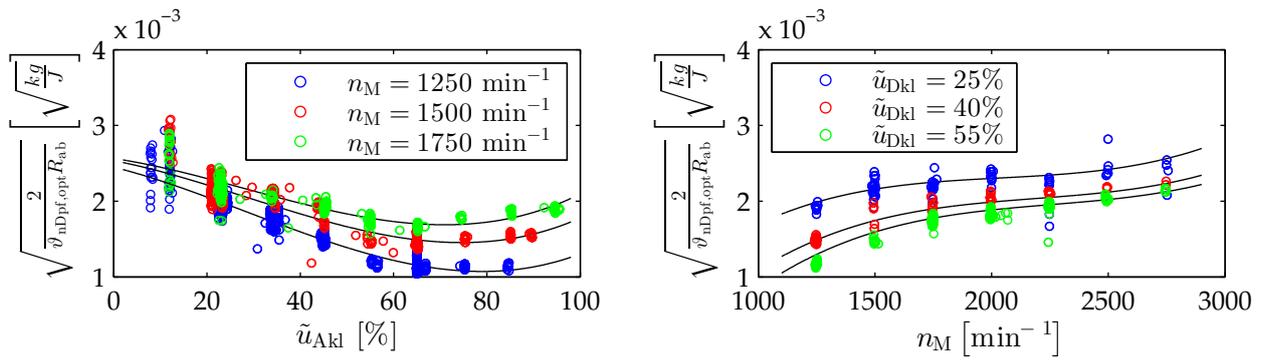
### 3.2.13 NDAGR-Massenstrom

Die physikalische Grundlage zur Beschreibung des Massenstroms durch die NDAGR-Klappe  $\dot{m}_{Nagr}$  bildet ebenfalls die Drosselgleichung zur Charakterisierung einer kompressiblen Strömung. Zur Annäherung der Gleichung an das reale Verhalten des Motors wird eine optimale Temperaturabhängigkeit  $\sqrt{\frac{2}{\vartheta_{nDpf, opt} R_{Ab}}}$ , die zur Beschreibung des Massenstroms durch die Drosselgleichung nötig wäre, durch Messungen bestimmt. Zur funktionalen Darstellung der Abhängigkeit wird ein Polynom aus Motordrehzahl  $n_M$  und Istposition der NDAGR-Klappe  $\tilde{u}_{Nagr}$

$$\sqrt{\frac{2}{\vartheta_{nDpf, opt} R_{Ab}}} (\tilde{u}_{Nagr}, n_M) = c_{\vartheta opt0} + c_{\vartheta opt1} \cdot \tilde{u}_{Nagr} + c_{\vartheta opt2} \cdot n_M + c_{\vartheta opt3} \tilde{u}_{Nagr}^2 + c_{\vartheta opt4} \cdot \tilde{u}_{Nagr} \cdot n_M + c_{\vartheta opt5} \cdot n_M^2 + c_{\vartheta opt6} \cdot \tilde{u}_{Nagr}^3 + c_{\vartheta opt7} \cdot n_M^3 \quad (3.50)$$

mit den Optimierungsparametern  $c_{\vartheta opt0}, \dots, c_{\vartheta opt7}$  verwendet. Abbildung 3.18 zeigt die kubische Abhängigkeit der Optimierung aus Gleichung 3.50. Im Gegensatz zu den bisher aufgeführten Abhängigkeiten weist der Fehler zwischen gemessenen und modellierten Werten aus Abbildung 3.18 einen größeren relativen Fehler auf. Dennoch führt das Untermodell im Gesamtsystem des modellierten Luftpfads zu sehr guten Ergebnissen, vgl. 3.5. Mit dem Druckverhältnis  $\Pi_{Nagr} = \frac{p_{vV}}{p_{nDpf}}$  und dem Öffnungsquerschnitt der Klappe  $A_{Nagr}$  folgt für den Massenstrom durch die NDAGR-Klappe

$$\dot{m}_{Nagr} = \sqrt{\frac{2}{R_{Ab} \vartheta_{nDpf, opt}}} \cdot p_{nDpf} \cdot A_{Nagr}(\tilde{u}_{Nagr}) \cdot \Psi(\Pi_{Nagr}). \quad (3.51)$$



**Abbildung 3.18:** Parametrisierter funktionaler Zusammenhang (schwarz) und berechnete optimale Temperaturfunktion in Abhängigkeit der DKL-Istposition für drei konstante Motordrehzahlen (rechts) sowie in Abhängigkeit von der Motordrehzahl für drei konstante Istpositionen der Drosselklappe (links)

### 3.2.14 Abgasklappenmassenstrom

Zur Beschreibung des Abgasklappenmassenstroms wird wie im vorherigen Abschnitt eine optimale Eingangsgröße der physikalischen Grundgleichung bestimmt. Im Fall des Abgasklappenmassenstroms wird der Druck vor der Drosselstelle durch einen optimalen Druck  $p_{nDpf,opt}$  ersetzt. Der tatsächliche Druck  $p_{nDpf}$  wird diesbezüglich durch die Istposition der Abgasklappe  $\tilde{u}_{Akl}$  korrigiert. Die Modellierung des optimalen Drucks nach DPF erfolgt letztendlich mittels Polynom zweiten Grades

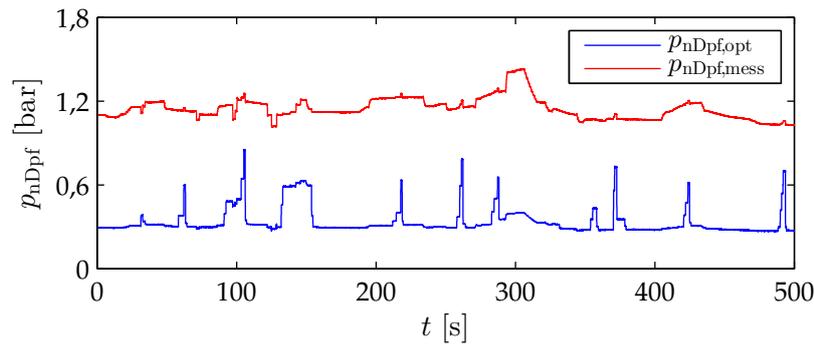
$$p_{nDpf,opt}(p_{nDpf}, \tilde{u}_{Akl}) = c_{p,opt0} + c_{p,opt1} \cdot p_{nDpf} + c_{p,opt2} \cdot \tilde{u}_{Akl} + c_{p,opt3} \cdot p_{nDpf} \cdot \tilde{u}_{Akl} + c_{p,opt4} \cdot p_{nDpf}^2 + c_{p,opt5} \cdot \tilde{u}_{Akl}^2 \quad (3.52)$$

mit den Parametern  $c_{p,opt0} \dots c_{p,opt5}$ . In Abbildung 3.19 ist der optimale Druck nach DPF  $p_{nDpf,opt}$  gemeinsam mit dem gemessenen Druck nach DPF  $p_{nDpf,mess}$  für eine Messung mit NDAGR und HDAGR dargestellt. Es ist erkennbar, dass der Verlauf des optimalen Drucks im Großteil der Messung die gleichen markanten dynamischen Verläufe aufweist wie der gemessene Druck, was den Zusammenhang aus Gleichung 3.52 bestätigt. Die zusätzlich deutlich ausgeprägten Anstiege im optimalen Druck nach DPF sind auf die Verstellung der AKL zurückzuführen.

Für den Massenstrom durch die Abgasklappe folgt

$$\dot{m}_{Akl} = \sqrt{\frac{2}{R_{Ab} \vartheta_{nDpf}}} \cdot p_{nDpf,opt}(p_{nDpf}, \tilde{u}_{Akl}) \cdot A_{Akl}(\tilde{u}_{Akl}) \cdot \Psi(\Pi_{Akl}) \quad (3.53)$$

mit dem Öffnungsquerschnitt  $A_{Akl}(\tilde{u}_{Akl})$ . Für den Druck nach Abgasklappe wird Umgebungsdruck angenommen, was zum Druckverhältnis  $\Pi_{Akl} = \frac{p_{amb}}{p_{nDpf}}$  führt.



**Abbildung 3.19:** Modellierter optimierter Druck vor NDAGR-Klappe (blau) im Vergleich zum gemessenen Druck vor NDAGR-Klappe (rot)

### 3.2.15 Stellglieder

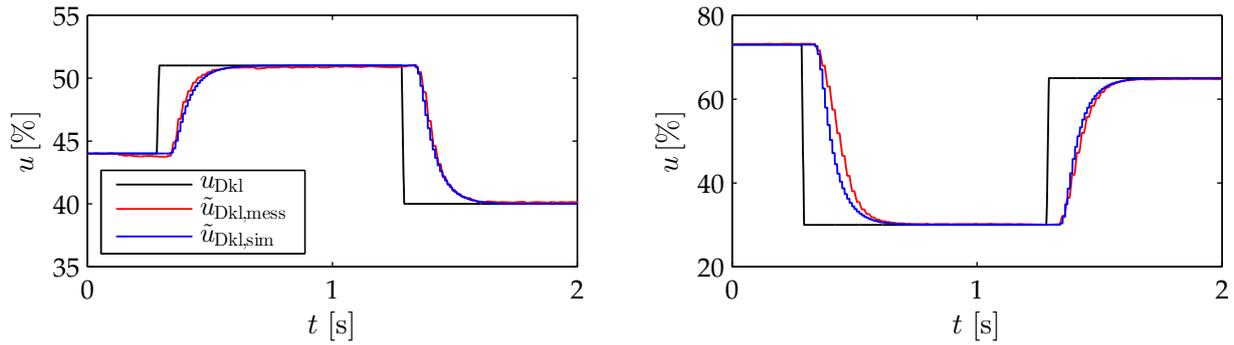
Die Stellglieddynamik beschreibt nicht ausschließlich die physikalischen bzw. mechanischen und elektrischen Vorgänge im Stellglied. Sie ist vielmehr eine Kombination dieser Vorgänge und dem zugehörigen Stellgliedregler. Zur Modellierung der vollständigen Stellglieddynamik wird in [WE06] und [RSB15] ein System erster Ordnung als Modell vorgestellt. Zur Verminderung der dynamischen Abweichung im Untermodell wird in dieser Arbeit das Komplettsystem als nichtschwingungsfähiges System zweiter Ordnung mit Totzeit definiert. Am Beispiel der Drosselklappe führt dies zur Differentialgleichung

$$T_{uDkl1}T_{uDkl2}\frac{d^2\tilde{u}_{Dkl}(t)}{dt^2} + (T_{uDkl1} + T_{uDkl2})\frac{d\tilde{u}_{Dkl}(t)}{dt} + \tilde{u}_{Dkl}(t) = u_{Dkl}(t - \tau_{uDkl}). \quad (3.54)$$

Die Parameter der Totzeit  $\tau_{uDkl}$  sowie der Zeitkonstanten  $T_{uDkl1}$  und  $T_{uDkl2}$  beschreiben die Stellglieddynamik der Drosselklappe vollständig. In Abbildung 3.20 sind ein positiver und ein negativer Sprung der Drosselklappensollposition  $u_{Dkl}$  sowie die zugehörigen modellierten und gemessenen Istpositionen  $\tilde{u}_{Dkl,sim}$  bzw.  $\tilde{u}_{Dkl}$  dargestellt. Wie in der Abbildung zu erkennen, zeigt der gemessene Wert eine sehr gute Übereinstimmung mit den modellierten Werten im Untermodell. In Abschnitt 3.6 wird jedoch gezeigt, dass auch eine weniger detailliertere Modellierung der Stellglieddynamik zu sehr guten Ergebnissen im Gesamtmodell führen kann.

## 3.3 Identifikationsalgorithmen

Die Untermodelle aus Abschnitt 3.2 beinhalten über 100 Parameter, welche anhand von Messungen zu identifizieren sind. Die Linearität der einzelnen Parameter ermöglicht im Vergleich zu [WE06] und [WE10], in denen nichtlineare Optimierer eingesetzt werden müssen, eine lineare Schätzung der Optimierungsparameter durch die Methode der kleinsten Quadrate (Linear Least Squares). Diese Tatsache führt bei geringem Rechenaufwand schnell zu gu-



**Abbildung 3.20:** Modellerte (blau) und gemessene (rot) Istposition der DKL in Reaktion auf unterschiedliche sprungförmige Sollwertänderungen (schwarz)

ten Ergebnissen in der Parameterfindung der Untermodelle. Einzig die Parameter zur dynamischen Modellierung der Temperaturen, der Turboladerdrehzahl und der Stellglieder aus den Gleichungen 3.9, 3.49, 3.41 und 3.54 werden durch einen nichtlinearen Schätzalgorithmus (Levenberg-Marquardt-Methode) bestimmt. In den folgenden Unterabschnitten werden die Berechnungsschemata beider Algorithmen im Detail vorgestellt.

### 3.3.1 Methode der kleinsten Quadrate

Die Methode der kleinsten Quadrate basiert auf dem Prinzip, die quadratischen Fehler

$$\mathbf{e}^T \mathbf{e} = \sum_{i=1}^N (\hat{y}_i - y_i)^2 = (\hat{\mathbf{y}} - \mathbf{y})^T (\hat{\mathbf{y}} - \mathbf{y}) \quad (3.55)$$

zwischen den geschätzten Werten  $\hat{y}_1, \hat{y}_2, \dots, \hat{y}_N$  und den gemessenen Werten  $y_1, y_2, \dots, y_N$  zu minimieren. Die mit der Anzahl  $N$  gemessenen und geschätzten Werte werden in den Vektoren  $\mathbf{y}^{(N \times 1)}$  und  $\hat{\mathbf{y}}^{(N \times 1)}$

$$\mathbf{y} = \begin{pmatrix} y_1 \\ y_2 \\ \vdots \\ y_N \end{pmatrix}, \quad \hat{\mathbf{y}} = \begin{pmatrix} \hat{y}_1 \\ \hat{y}_2 \\ \vdots \\ \hat{y}_N \end{pmatrix}$$

zusammengefasst. In den Untermodellen des vorherigen Abschnitts ist der geschätzte Wert

$$\hat{\mathbf{y}} = \mathbf{Z} \hat{\mathbf{p}} \quad (3.56)$$

ein Produkt der bekannten Messmatrix  $\mathbf{Z}^{(N \times M)}$  und dem zu schätzenden Parametervektor  $\hat{\mathbf{p}}^{(M \times 1)}$  mit der Anzahl  $M$  linearer Optimierungsparameter. Die im Allgemeinen große Anzahl an Messungen führt zu einer Überbestimmtheit des Gleichungssystems. Es existiert

somit keine exakte Lösung des Systems, jedoch wird das Ziel verfolgt eine optimale Lösung im Hinblick auf das Gütefunktional

$$J(\hat{\mathbf{p}}) = \frac{1}{2} \mathbf{e}^T \mathbf{e} = \frac{1}{2} (\mathbf{Z}\hat{\mathbf{p}} - \mathbf{y})^T (\mathbf{Z}\hat{\mathbf{p}} - \mathbf{y}) \quad (3.57)$$

zu finden. Die Minimierung des Gütefunktionals aus Gleichung 3.57

$$\frac{dJ}{d\hat{\mathbf{p}}} = \frac{d\mathbf{e}^T}{d\hat{\mathbf{p}}} \frac{dJ}{d\mathbf{e}} = -\mathbf{Z}^T \mathbf{e} = -\mathbf{Z}^T (\mathbf{Z}\hat{\mathbf{p}} - \mathbf{y}) \stackrel{!}{=} \mathbf{0} \quad (3.58)$$

resultiert im Parametervektor

$$\hat{\mathbf{p}} = (\mathbf{Z}^T \mathbf{Z})^{-1} \mathbf{Z}^T \mathbf{y}. \quad (3.59)$$

Die Bestimmung des Parametervektors setzt eine Invertierbarkeit der Matrix  $\mathbf{Z}^T \mathbf{Z}$  voraus. Dies ist gegeben, wenn das System fortlaufend angeregt wird, vgl. [Is88] und [Un11], was in Bezug auf die Identifikation des Dieselmotors gegeben ist. Die Schritte des Algorithmus sind in Abbildung 3.21 (a) dargestellt. Anhand der Grafik ist die schnelle Schätzung der Parameter im Vergleich zum nichtlinearen Algorithmus, dargestellt in Abbildung 3.21 (b), deutlich erkennbar.

### 3.3.2 Levenberg-Marquardt-Methode

Die Levenberg-Marquardt-Methode bestimmt im Gegensatz zu dem im vorherigen Abschnitt vorgestellten linearen Algorithmus keine analytische Lösung. Vielmehr werden iterativ, beginnend von einem Startwert, die Optimierungsparameter bestimmt, bis ein Abbruchkriterium erfüllt ist. Die Basis der Methode besteht darin, die nichtlineare Parameterabhängigkeit des Fehlers

$$\mathbf{e}(\hat{\mathbf{p}}) = \mathbf{y} - \hat{\mathbf{y}}(\hat{\mathbf{p}}) \quad (3.60)$$

in eine lineare Parameterabhängigkeit

$$\mathbf{e}(\hat{\mathbf{p}} + \Delta\hat{\mathbf{p}}) = \mathbf{e}(\hat{\mathbf{p}}) + \left( \frac{d\mathbf{e}(\hat{\mathbf{p}})}{d\hat{\mathbf{p}}} \right)^T \Delta\hat{\mathbf{p}} \quad (3.61)$$

zu überführen. Die Linearisierung erfolgt mittels Taylorreihenentwicklung bis zum zweiten Summand, vgl. hierzu Abschnitt 4.3 Gleichung 4.16. Ziel des Levenberg-Marquardt-Algorithmus ist es, die Kostenfunktion

$$J(\Delta\hat{\mathbf{p}}) = \frac{1}{2} (\mathbf{e}(\hat{\mathbf{p}}) + \mathbf{D}_f^T \Delta\hat{\mathbf{p}})^T (\mathbf{e}(\hat{\mathbf{p}}) + \mathbf{D}_f \Delta\hat{\mathbf{p}}) + \xi \Delta\hat{\mathbf{p}}^T \Delta\hat{\mathbf{p}} \quad (3.62)$$

unter Einführung der Jacobi-Matrix mit  $\mathbf{D}_f^{(M \times N)} = \frac{d\mathbf{e}(\hat{\mathbf{p}})}{d\hat{\mathbf{p}}}$  zu minimieren [Le44, Ma63]. Die Minimierung mit der gleichen Handlungsweise wie in Gleichung 3.58 führt zur Korrektur des Parametervektors

$$\Delta\hat{\mathbf{p}} = -(\mathbf{D}_f\mathbf{D}_f^T + \xi\mathbf{I})^{-1}\mathbf{D}_f\mathbf{e} \quad (3.63)$$

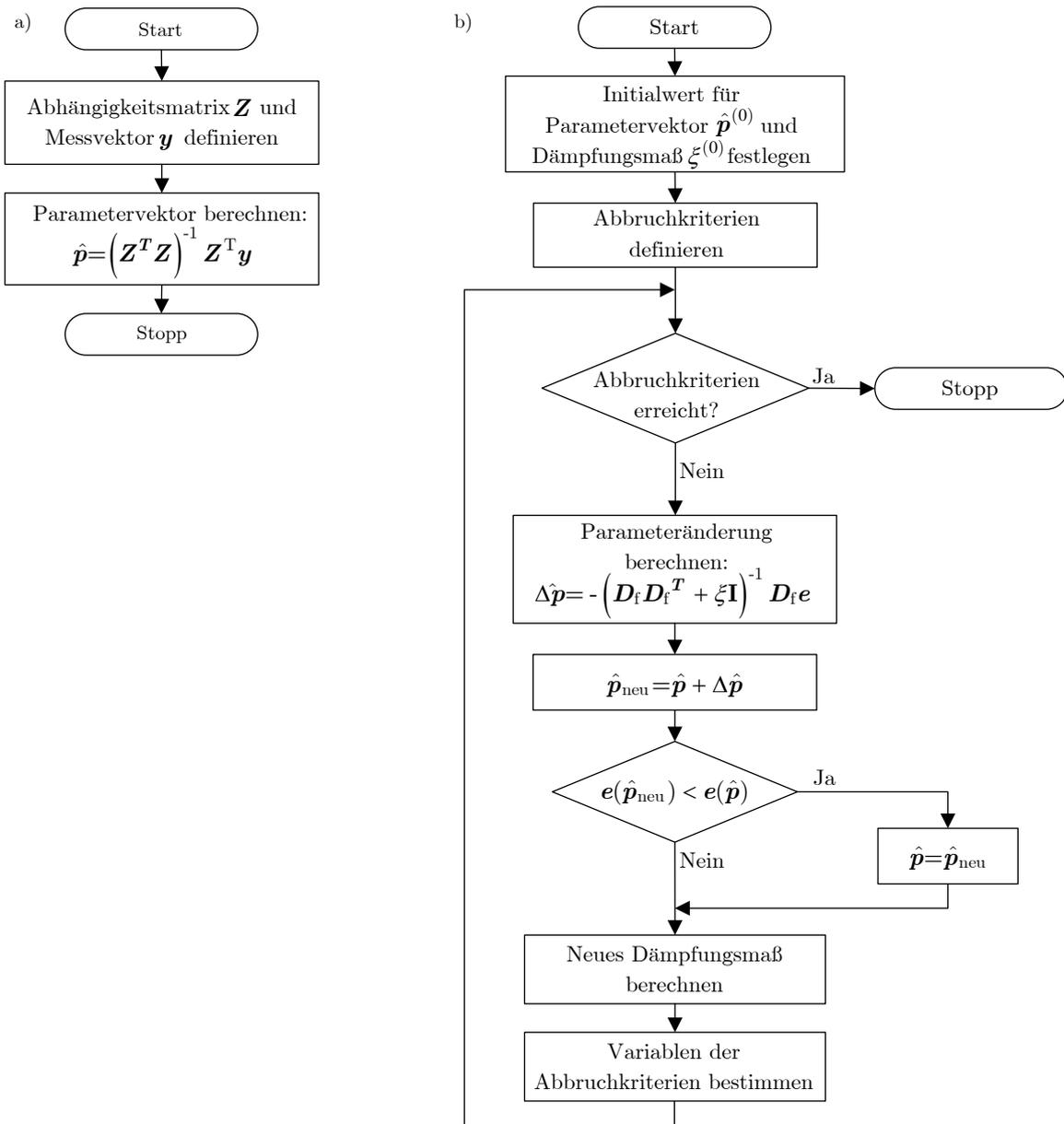
mit der Einheitsmatrix  $\mathbf{I}^{(M \times M)}$ . Der freie Faktor  $\xi$  wird oftmals als Dämpfungsfaktor bezeichnet und in jedem Berechnungsschritt angepasst. Hiermit kann die Gewichtung der Korrektur des Parametervektors angepasst werden. Bei sehr kleinem Dämpfungsfaktor sind die Ergebnisse der Levenberg-Marquardt-Methode mit denen der Gauß-Newton-Methode vergleichbar. Der Dämpfungsfaktor beeinflusst sowohl die Richtung als auch die Größe der Parameterveränderung. Der Startwert des Dämpfungsfaktors  $\xi^{(0)}$  steht häufig in Verbindung mit der Jacobi-Matrix. Die Steuerung von  $\xi$  lässt sich durch unterschiedliche Vorgehensweisen iterativ verändern; es sei an dieser Stelle auf [Ni99] und [MNT04] verwiesen. Die iterative Berechnung des Parametervektors mit Anpassung von  $\xi$  wird so lange fortgesetzt, bis ein Abbruchkriterium erfüllt ist, bspw.

- die Anzahl der Iterationen die vorgegebene Anzahl an maximalen Iterationen erreicht hat,
- die Gradienten der Fehler unterhalb einer vorgegebenen Schranke sind oder
- die relative Parameteränderung pro Iteration kleiner als eine vorgegebene Schranke ist.

Der vollständige iterative Berechnungsalgorithmus ist in Abbildung 3.21 (b) zusammenfassend dargestellt.

## 3.4 Identifikationsmessungen

Zur Parametrisierung der Untermodelle aus Abschnitt 3.2 durch die im vorherigen Abschnitt vorgestellten Methoden müssen die Ein- und Ausgangsgrößen der einzelnen Modellgleichungen als Messwerte vorliegen. Die Zusatzsensorik des Versuchsmotors, vgl. Abschnitt 2.5.1, ermöglicht ein zeitsynchrones Aufzeichnen aller relevanten Größen während der einzelnen Versuchsmessungen. Neben den gemessenen Größen müssen zusätzlich zum Frischluftmassenstrom  $\dot{m}_{\text{Hfm}}$  alle Massenströme rechnerisch bestimmt werden. Dies ist der Tatsache geschuldet, dass der oft hohe Anteil an Abgas in den Massenströmen zu Schwierigkeiten bei der Messung mittels zusätzlichen HFM-Sensoren führen kann, vgl. ebenfalls [SRB15]. So ergeben sich der NDAGR-Massenstrom  $\dot{m}_{\text{Nagr}}$ , der Abgasklappenmassenstrom  $\dot{m}_{\text{AKl}}$ , der Turbinenmassenstrom  $\dot{m}_{\text{T}}$ , der HDAGR-Massenstrom  $\dot{m}_{\text{Hagr}}$ , der Kompressormassenstrom  $\dot{m}_{\text{V}}$ , der Drosselklappen-



**Abbildung 3.21:** Berechnungsschemata der eingesetzten Algorithmen zur Parameteridentifikation: (a) Lineare Methode der kleinsten Quadrate und (b) Levenberg-Marquard-Methode

massenstrom  $\dot{m}_{\text{Dkl}}$  und der Zylindermassenstrom  $\dot{m}_{\text{Ze}}$  im stationären Zustand aus den Zu- und Abfließvorgängen, vgl. Abbildung 3.1, der einzelnen Behältermodelle:

$$\dot{m}_{\text{Nagr}} = \dot{m}_{\text{V}} - \dot{m}_{\text{Hfm}}, \quad (3.64a)$$

$$\dot{m}_{\text{Akl}} = \dot{m}_{\text{T}} - \dot{m}_{\text{Nagr}}, \quad (3.64b)$$

$$\dot{m}_{\text{Hagr}} = \dot{m}_{\text{Ze}} - \dot{m}_{\text{Dkl}}, \quad (3.64c)$$

$$\dot{m}_{\text{Za}} = \dot{m}_{\text{Ze}} + \dot{m}_{\text{E}}, \quad (3.64d)$$

$$\dot{m}_T = \dot{m}_{Za} - \dot{m}_{Hagr}, \quad (3.64e)$$

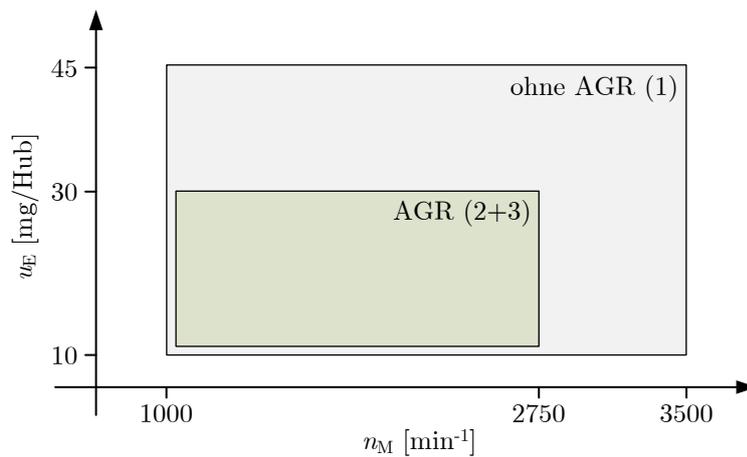
$$\dot{m}_V = \dot{m}_{DKL}. \quad (3.64f)$$

Die Identifikation wird in drei Bereiche unterteilt, siehe Tabelle 3.2. Diese Einteilung in Bereiche mit AGR (2. u. 3.) und ohne AGR (1.) ist notwendig, um den Motor in hohen Last- bzw. Drehzahlbereichen vor hohen Temperaturen im Ein- und Auslassbereich und vor Fehlzündungen aufgrund von zu geringem Frischluftanteil im Brennraum zu schützen. In Messungen mit AGR wird weiterhin der Zylindermassenstrom als bekannte Größe vorausgesetzt. Der in Messungen ohne AGR identifizierte Zylindermassenstrom (hierbei folgt aus den Gleichung 3.64a, 3.64c und 3.64f  $\dot{m}_{Ze} = \dot{m}_{Hfm}$ ) aus Gleichung 3.29 wird so als gemessen angenommen. Dies ist möglich, da die funktionalen Zusammenhänge zwischen  $p_{nDKL}$ ,  $n_M$  und  $\dot{m}_{Ze}$  ebenfalls in Betriebsbereichen mit AGR das Verhalten gut abbilden und der relative Fehler des Massenstroms in der Identifikation weit unter einem Prozent liegt. Die darüber hinaus bestehende

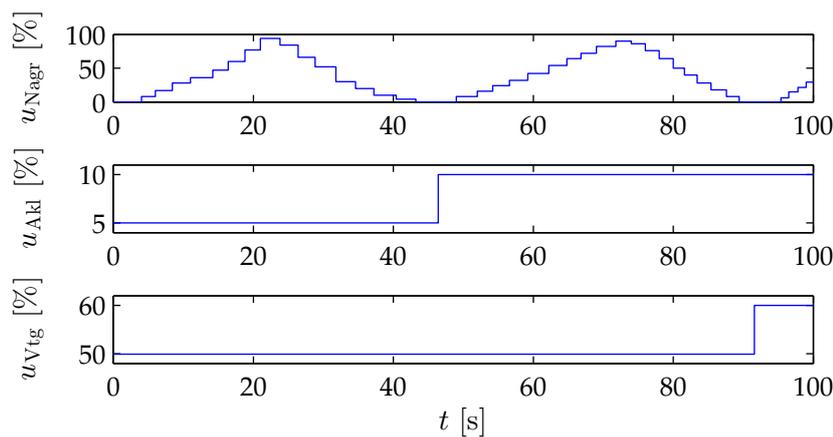
**Tabelle 3.2:** Identifikationsbereiche der nichtlinearen Modellbildung

Bereich	Variierte Stellglieder	Offene Stellglieder	Geschlossene Stellglieder
1.	VTG, AKL, DKL	-	HDAGR-Ventil, NDAGR-Klappe
2.	VTG, AKL, HDAGR-Ventil	DKL	NDAGR-Klappe
3.	VTG, AKL, NDAGR-Klappe	DKL	HDAGR-Ventil

Unterscheidung in HDAGR-Betrieb (2.) und NDAGR-Betrieb (3.) ist notwendig, da eine Berechnung der Massenströme aufgrund der Abhängigkeiten in den Gleichungen 3.64a bis 3.64f mit nur drei bekannten Massenströmen ( $\dot{m}_{Hfm}$ ,  $\dot{m}_{Ze}$ ,  $\dot{m}_E$ ) nicht möglich ist. Abbildung 3.22 zeigt die Betriebsbereiche der einzelnen Identifikationsmessungen. Je nach Bereich der Identifikation werden die einzelnen Klappen in Sprüngen variiert. Trotz der dabei häufig auftretenden dynamischen Übergänge findet keine Zerlegung der Messungen in einen dynamischen und statischen Anteil statt, was den Identifikationsaufwand erheblich senkt und dennoch zu sehr guten Ergebnissen führt. Abbildung 3.23 zeigt einen typischen Messverlauf zur Identifikation der Untermodelle. In allen Bereichen wird die Abgasklappe in 5% Schritten und die VTG in 10% Schritten verstellt. Die jeweils andere freie Klappe (Bereich 1: DKL, Bereich 2: HDAGR-Ventil, Bereich 3: NDAGR-Klappe) wird hierbei in zufälligen Sprunghöhen bis zur maximal möglichen Verstellung variiert. Der maximale Stellbereich der fünf Stellglieder ist vom Betriebspunkt abhängig. Durch Begrenzung der Stellbereiche werden Fehlzündungen und hohe Temperaturen im Luftpfad vermieden und somit der Motor gezielt geschützt. Die Grenzen werden hierbei in Vorversuchen experimentell ermittelt.



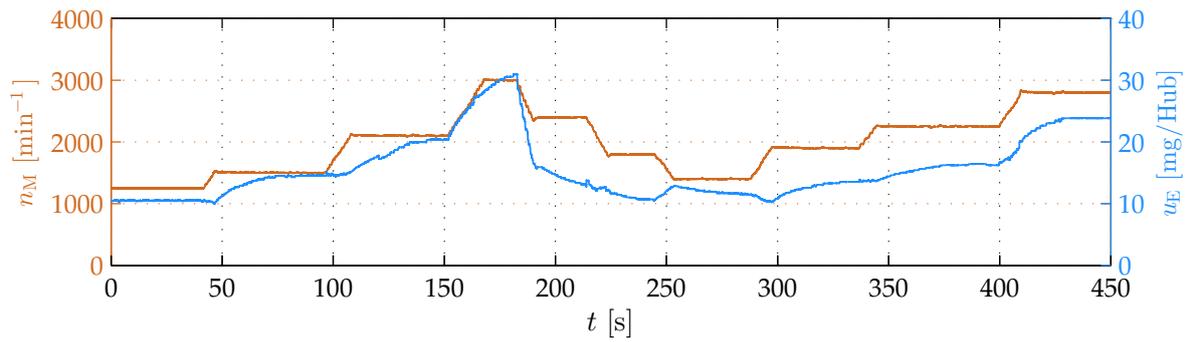
**Abbildung 3.22:** Schematische Darstellung der Betriebspunkte zur Identifikation der Untermodelle mit und ohne Abgasrückführung



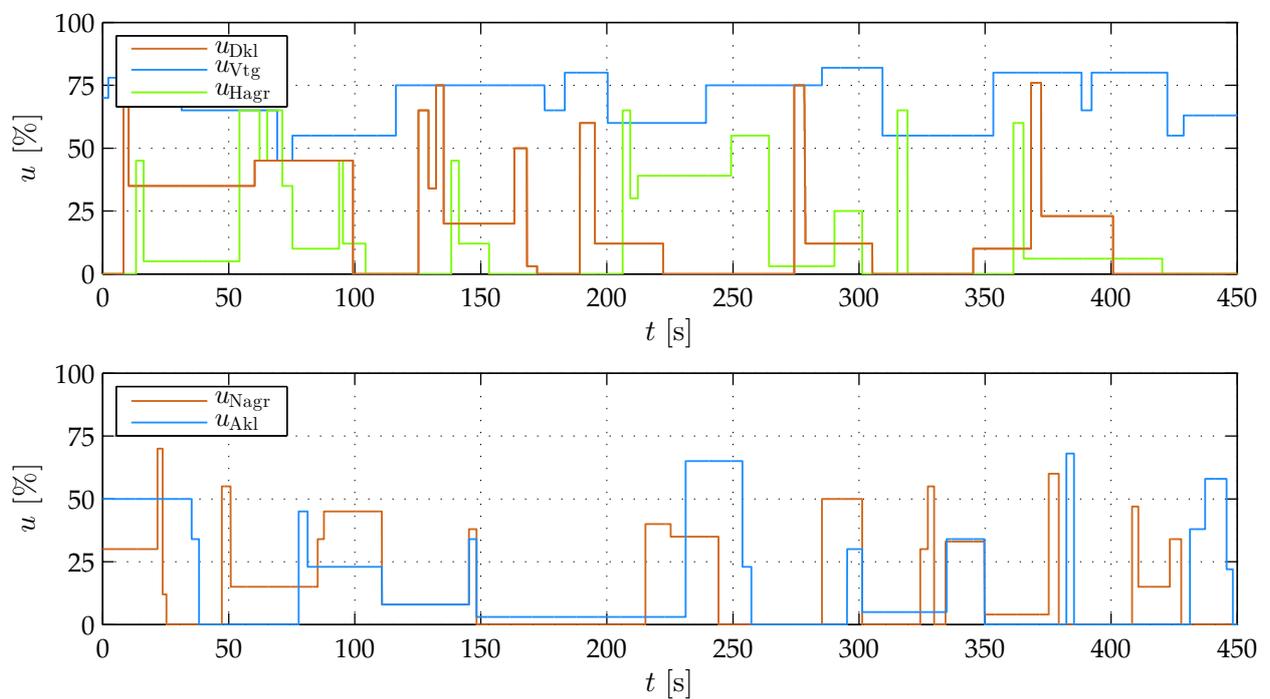
**Abbildung 3.23:** Ausschnitt einer Identifikationsmessung aus Bereich 3 mit Verstärkungen der NDAGR-Klappe, der Abgasklappe und der VTG bei geschlossenem HDAGR-Ventil und geöffneter DKL

### 3.5 Validierung

Zur Validierung des Gesamtmodells wird sowohl das statische als auch das dynamische Verhalten des identifizierten nichtlinearen Modells beurteilt. Der Versuchsmotor wird hierzu in einem Drehzahlbereich von  $n_M \in [1200, 3000] \text{ min}^{-1}$  und einer Einspritzmengenvariation von  $u_E \in [10, 32] \text{ mg/Hub}$  betrieben, siehe Abbildung 3.24. Dies stellt eine annähernd vollständige Abdeckung aller Betriebsbereiche mit AGR dar. Die Sollpositionen der fünf Stellglieder werden dem Stellgliedregler in Form von sprunghaften Änderungen individuell vorgegeben, um so möglichst gut die dynamischen Übergänge beurteilen zu können. Die Variationen der Stellglieder sind in Abbildung 3.25 zu sehen.



**Abbildung 3.24:** Betriebspunktverlauf des Prüfstandsmotors während der Validierung



**Abbildung 3.25:** Sollwerte von DKL, VTG und HDAGR-Ventil (oben) sowie von NDAGR-Klappe und AKL (unten) zur Validierung des nichtlinearen Modells

Zur Beurteilung der Modellgüte wird der absolute Fehler  $e_{\text{abs}}$  bzw. der mittlere absolute Fehler  $e_{\text{mabs}}$

$$e_{\text{abs}}(i) = y_{\text{mess}}(i) - y_{\text{sim}}(i) \quad (3.65a)$$

$$e_{\text{mabs}} = \frac{1}{N} \sum_{i=1}^N |e_{\text{abs}}(i)| \quad (3.65b)$$

und der relative Fehler  $e_{\text{rel}}$  sowie der mittlere relative Betragsfehler  $e_{\text{mrel}}$

$$e_{\text{rel}}(i) = \frac{y_{\text{mess}}(i) - y_{\text{sim}}(i)}{y_{\text{mess}}(i)} \quad (3.66a)$$

$$e_{\text{mrel}} = \frac{1}{N} \sum_{i=1}^N |e_{\text{rel}}(i)| \quad (3.66b)$$

herangezogen. In den Fehlerberechnungen entspricht  $y_{\text{mess}}$  der gemessenen und  $y_{\text{sim}}$  der durch das Modell erzeugten simulierten Größe. Die Anzahl der Messpunkte wird wiederum durch  $N$  gekennzeichnet. Der Vergleich der gemessenen und simulierten Drücke der Validierungsmessung sind in Abbildung 3.26 und die der Turboladerdrehzahl sowie der Temperaturen sind in Abbildung 3.27 dargestellt. Der nicht als Zustandsgröße aufgenommene Druck nach Turbine und der Einlassmassenstrom sind in Abbildung 3.28 aufgeführt.

Die Abbildungen zeigen eine sehr gute Übereinstimmung zwischen gemessenen und simulierten Größen, was sich auch in den geringen durchschnittlichen prozentualen und absoluten Fehlern widerspiegelt, siehe Tabelle 3.3. So liegt der durchschnittliche prozentuale Fehler über alle Vergleichsgrößen bei 1,8%. Bei ausschließlicher Betrachtung der Drücke im nichtlinearen Modell liegt die durchschnittliche absolute Abweichung der sechs Größen mit 0,014 bar auf einem sehr guten Wert.

**Tabelle 3.3:** Durchschnittliche prozentuale und absolute Fehler der simulierten Werte

Variable	$e_{\text{mrel}}$	$e_{\text{mabs}}$
$p_{\text{nV}}$	1,23%	0,012 bar
$p_{\text{nDkl}}$	1,14%	0,013 bar
$p_{\text{vT}}$	1,40%	0,020 bar
$p_{\text{nDpf}}$	0,62%	0,006 bar
$p_{\text{vV}}$	1,57%	0,015 bar
$p_{\text{nT}}$	1,45%	0,015 bar
$n_{\text{T}}$	2,69%	1831 min <sup>-1</sup>
$\vartheta_{\text{vV}}$	2,62%	8,69 K
$\vartheta_{\text{nV}}$	1,28%	4,12 K
$\vartheta_{\text{vT}}$	1,33%	8,07 K
$\vartheta_{\text{nDpf}}$	3,16%	16,32 K
$\dot{m}_{\text{Hfm}}$	3,23%	3,02 kg/h

In den modellierten Temperaturen sind in einigen Betriebspunkten dynamische Übergänge nicht so ausgeprägt zu sehen wie in den gemessenen Temperaturwerten, was allerdings auf die vereinfachte Wärmeübergangsmodellierung zurückzuführen ist. Gleichwohl die durchschnittliche absolute Abweichung der Temperaturen im Mittel unter 10 K liegt, womit das Modell ein sehr zufriedenstellendes Ergebnis liefert. Zur besseren Beurteilung der durchschnittlichen

prozentualen Abweichung ist die Verteilung des Fehlers in Abbildung 3.29 dargestellt. Hier wird wiederum ersichtlich, dass die Drücke im Vergleich zu den anderen Zustandsgrößen, wie Turboladerdrehzahl und Temperatur, eine etwas bessere Verteilung aufweisen.

### Dynamische Validierung

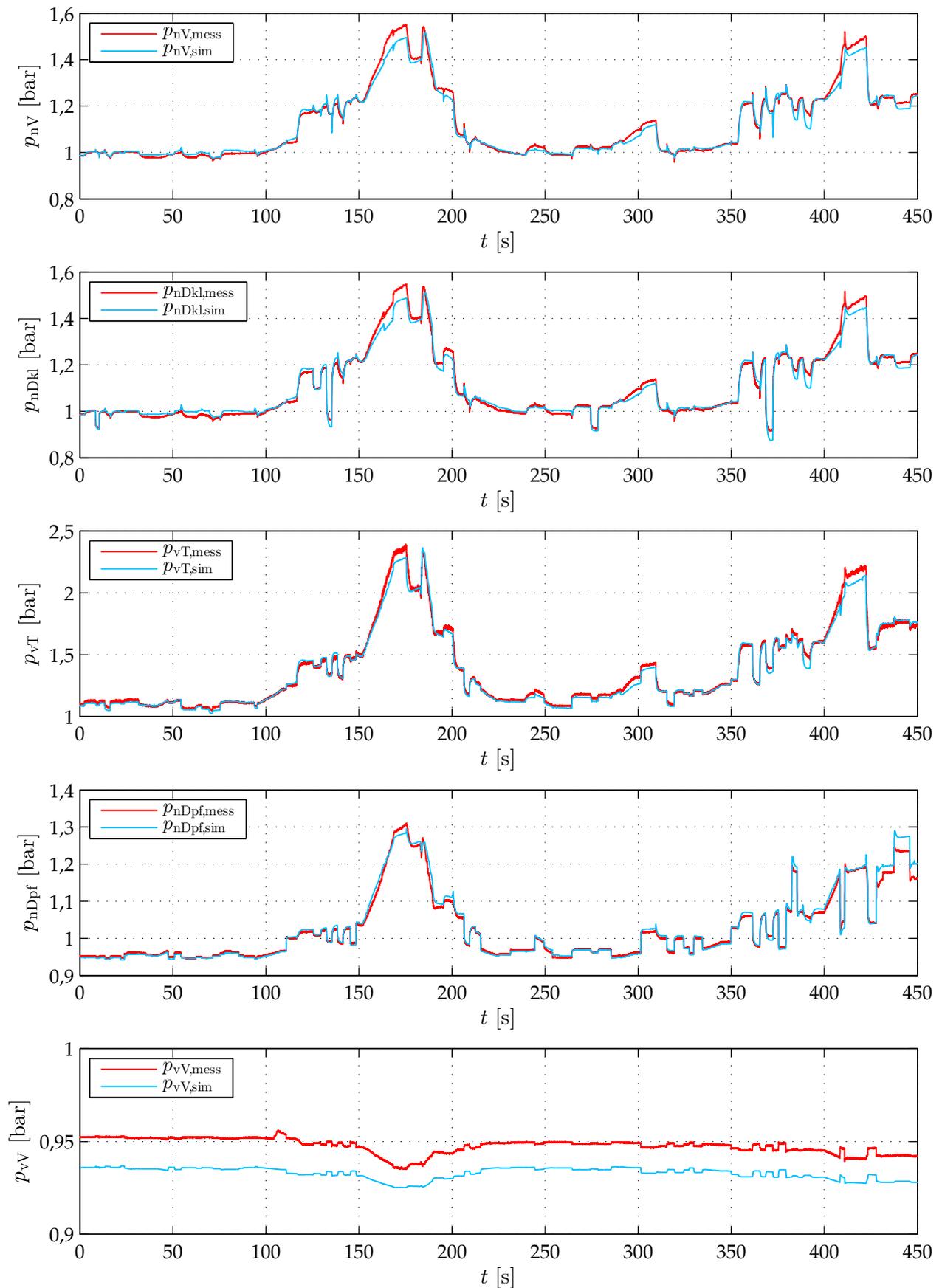
Zur Validierung der dynamischen Korrektheit des Modells wird ein Zeitintervall von 45 Sekunden der kompletten Messung im Detail beurteilt. Im betrachteten Zeitintervall von  $t \in [352, 397]$  Sekunden wird das System durch sprungförmige Änderungen der Sollpositionen  $u_{\text{Dkl}}$ ,  $u_{\text{Vtg}}$ ,  $u_{\text{Hagr}}$ ,  $u_{\text{Nagr}}$  und  $u_{\text{Akl}}$  angeregt, siehe Abbildung 3.30. Die Antworten des Motors und des nichtlinearen Simulationsmodells auf die Änderungen der Eingangsgrößen sind ebenfalls in Abbildung 3.30 dargestellt. Es wird ersichtlich, dass das entworfene nichtlineare Motormodell das dynamische Verhalten des realen Motors sehr gut abbildet. Im Folgenden sollen die charakteristischen dynamischen Eigenschaften, hervorgerufen durch die sprunghaften Änderungen, näher erläutert werden. Die Erläuterungen beziehen sich hierbei auf das Variieren der Stellglieder in positiver Richtung, können jedoch in gleicher Weise auch auf das negative Verstellen übertragen werden.

1. Nichtminimalphasiges Verhalten des Ladedrucks  $p_{\text{nV}}$  und des Saugrohrdrucks  $p_{\text{nDkl}}$  bei Sprüngen in der Sollposition des HDAGR-Ventils  $u_{\text{Hagr}}$  zu den Zeitpunkten  $t = 361$  s und  $t = 365$  s:

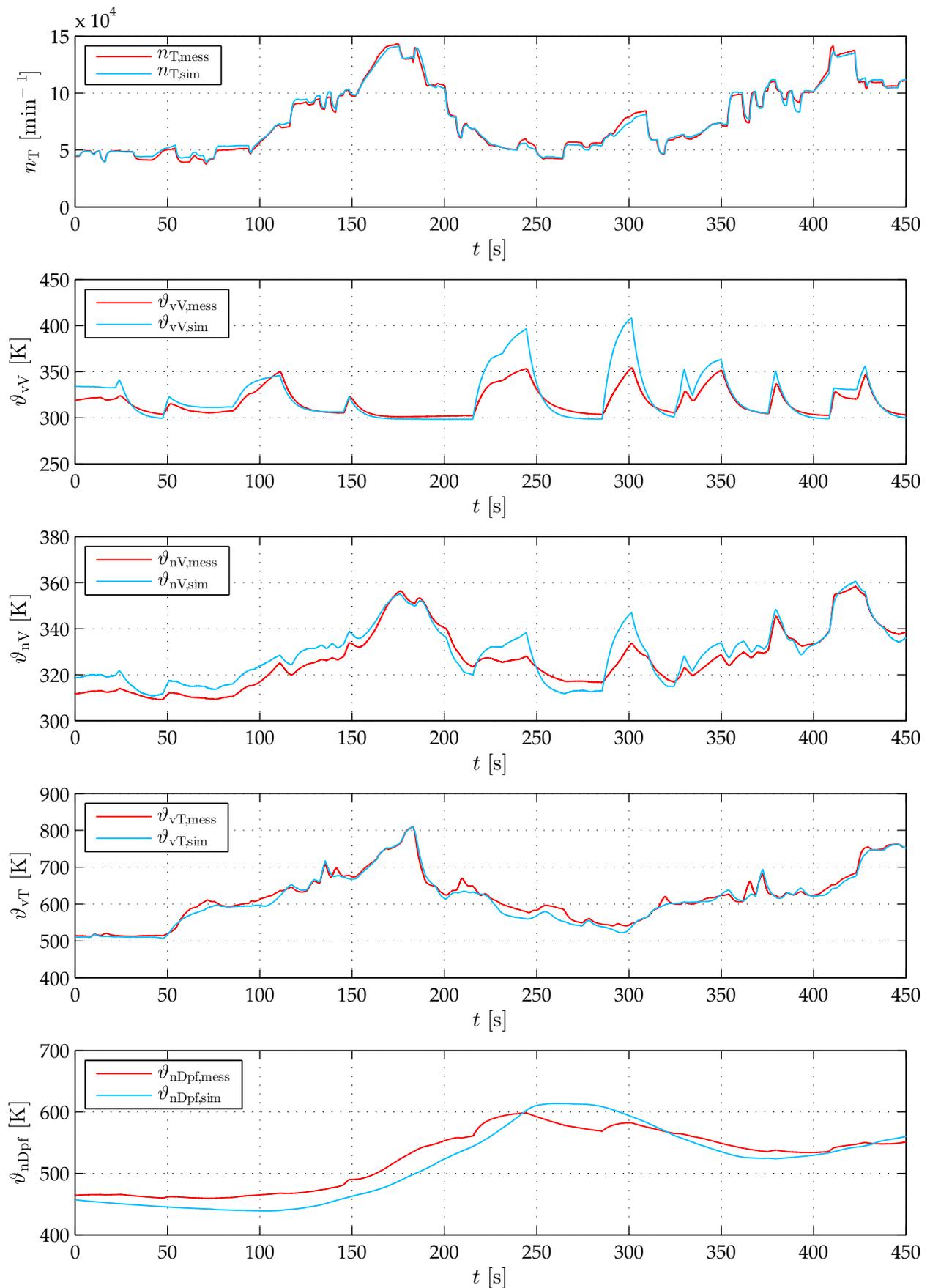
Dieses Verhalten beruht auf der Tatsache, dass beim Öffnen des Ventils der HDAGR-Massenstrom steigt (vgl. Gleichung 3.37) und folglich die Drücke nach Verdichter steigen. Der Druck vor Turbine fällt hingegen aufgrund des Massenstromanstiegs ab. Die hierdurch hervorgerufene Senkung des Druckverhältnisses über die Turbine  $\Pi_{\text{T}}$  führt nach Gleichung 3.40 zu einer Verminderung der Turboladerdrehzahl. Dies tritt infolge der Trägheit des Turboladers (vgl. Gleichung 3.41) zeitlich später ein. Die Absenkung der Turboladerdrehzahl führt letztlich zu geringeren Drücken nach dem Verdichter als noch vor dem Öffnen des HDAGR-Ventils.

2. Nichtminimalphasiges Verhalten des Ladedrucks  $p_{\text{nV}}$  bei Sprüngen in der Sollposition der Drosselklappe  $u_{\text{Dkl}}$  zum Zeitpunkt  $t = 368$  s und  $t = 372$  s:

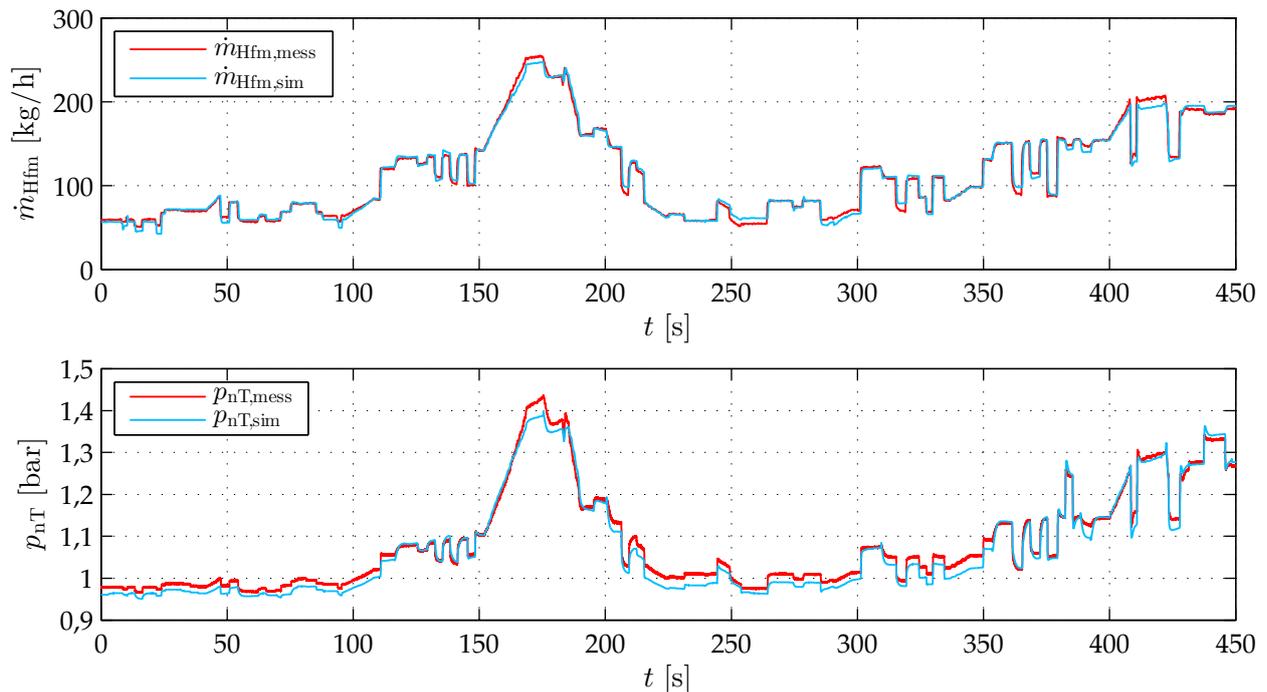
Hervorgerufen wird dieses Verhalten, ähnlich wie in Punkt 1 erläutert, durch die Trägheit des Turboladers. Das Schließen der Drosselklappe führt infolge des Drosselklappenmassenstromabfalls (vgl. Gleichung 3.26) zu einem schnellen Anstieg des Ladedrucks, jedoch ebenfalls zu einem Absenken des Saugrohrdrucks und somit auch des Drucks vor Turbine. Dies führt wiederum zu einem verzögerten Abfallen der Turboladerdrehzahl und somit zur Senkung des Ladedrucks.



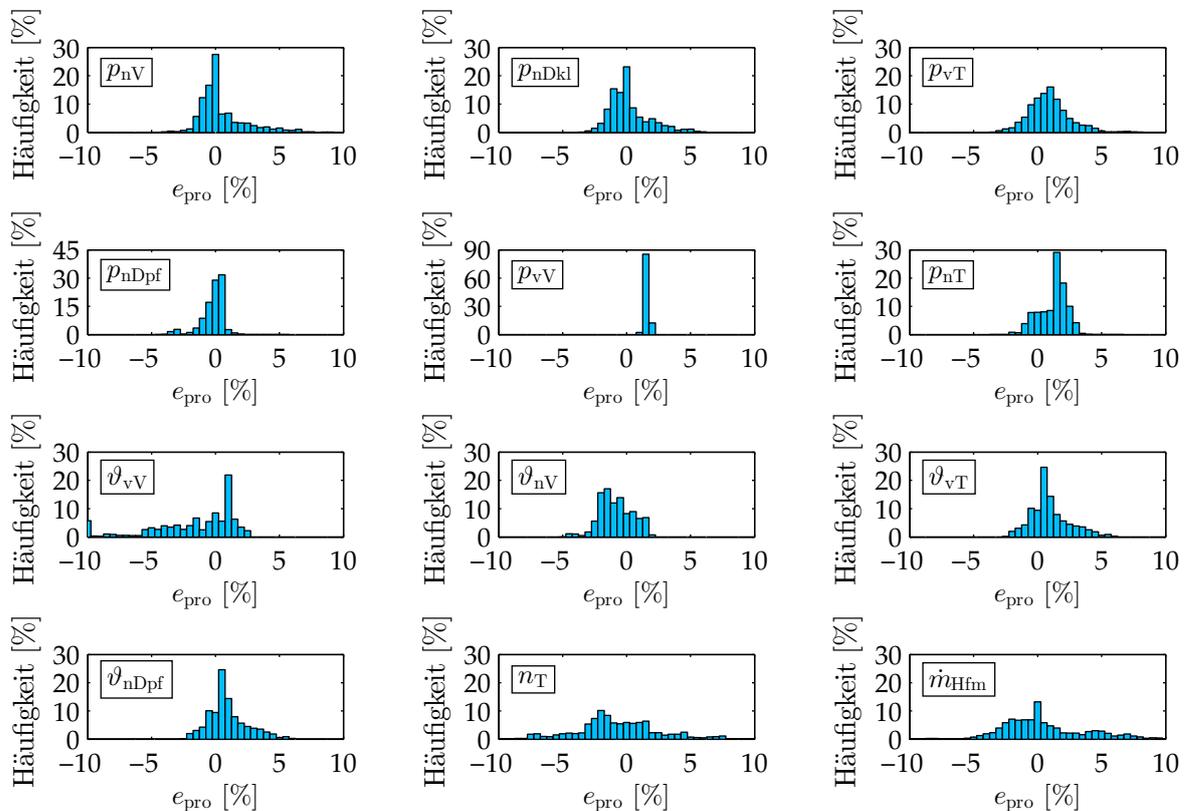
**Abbildung 3.26:** Vergleich zwischen gemessenen (rot) und auf Basis des nichtlinearen Modells simulierten (blau) Drücken



**Abbildung 3.27:** Simulierte Ausgangsgrößen des nichtlinearen Modells (blau) im Vergleich zu den gemessenen Werten (rot)



**Abbildung 3.28:** Vergleich zwischen modelliertem Frischluftmassenstrom (blau) und gemessenem Frischluftmassenstrom (rot) sowie dem ohne Zustandsgröße modellierten Druck nach Turbine (blau) und dem gemessenen Druck nach Turbine (rot)



**Abbildung 3.29:** Verteilung des prozentualen Fehlers zwischen gemessener und simulierter Größe der Drücke und Temperaturen sowie der Turboladerdrehzahl und des Frischluftmassenstroms

3. Nichtminimalphasiges Verhalten des Ladedrucks  $p_{nV}$  und des Saugrohrdrucks  $p_{nDKI}$  sowie Überschwingen der Drücke vor Turbine  $p_{vT}$ , nach Turbine  $p_{nT}$  und nach DPF  $p_{nDPf}$  bei Sprüngen in der Sollposition der NDAGR-Klappe  $u_{Nagr}$  zum Zeitpunkt  $t = 375$  s und  $t = 379$  s:

Durch das Öffnen der NDAGR-Klappe sinkt der Verdichtermassenstrom, siehe Abschnitt 3.2.3. Infolgedessen vermindert sich der Ladedruck und somit der Drosselklappenmassenstrom (vgl. Gleichung 3.26), was wiederum ein Sinken des Saugrohrdrucks zur Folge hat. Gleichzeitig verringern sich beim Öffnen der NDAGR-Klappe die Drücke  $p_{nDPf}$ ,  $p_{nT}$  und  $p_{vT}$  infolge des NDAGR-Massenstromanstiegs. Die Drücke nach DPF und nach Turbine fallen aufgrund der lokalen Nähe verhältnismäßig stärker ab als der Druck vor Turbine. Die hierdurch steigende Druckdifferenz über die Turbine hat ein Steigen der Turboladerdrehzahl zur Folge. Das langsame Ansteigen der Drehzahl, siehe Punkt 1, bewirkt schließlich bei den Drücken nach Verdichter ein höheres Niveau als zum Zeitpunkt vor Klappenverstellung und bei den Drücken im Abgastrakt einen geringeren stationären Wert.

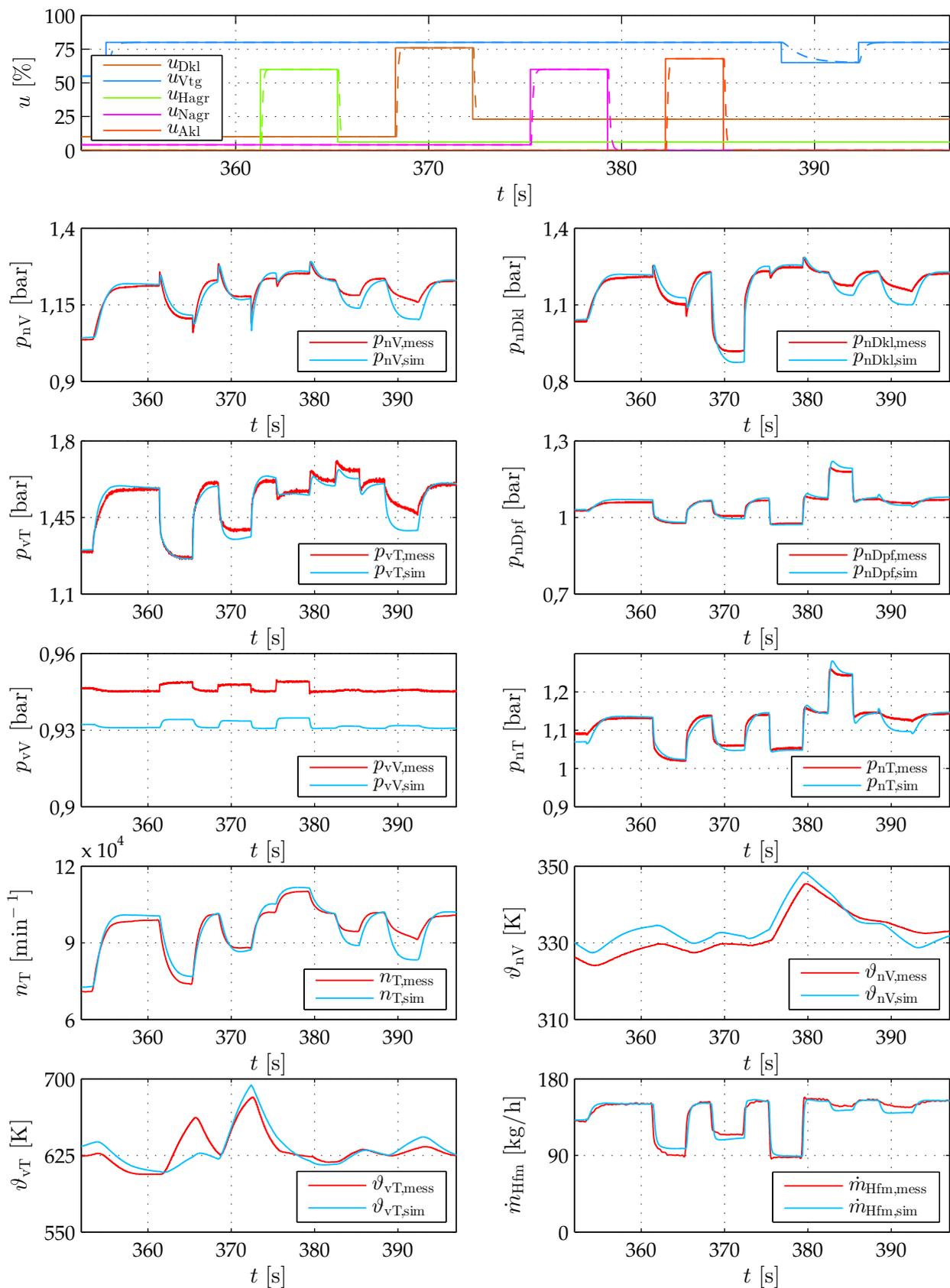
4. Überschwingen der Drücke vor Turbine  $p_{vT}$ , nach Turbine  $p_{nT}$  und nach DPF  $p_{nDPf}$  aufgrund von Sprüngen in der Sollposition der Abgasklappe  $u_{AKI}$  zum Zeitpunkt  $t = 382$  s und  $t = 385$  s:

Das Überschwingen der Drücke beim Schließen der Abgasklappe ist, wie im vorherigen Punkt ausgeführt, in gleicher Weise auf die steigende Druckdifferenz über der Turbine und die Trägheit der Turbine zurückzuführen.

5. Nichtminimalphasiges Verhalten des Drucks nach Turbine  $p_{nT}$  und des Drucks nach DPF  $p_{nDPf}$  bei Sprüngen in der Sollposition der VTG  $u_{Vtg}$  zum Zeitpunkt  $t = 388$  s und  $t = 392$  s:

Das Schließen der Leitschaufeln der VTG bewirkt einen Staueffekt vor Turbine, was den Druck vor Turbine ansteigen und den Druck nach Turbine und nach DPF abfallen lässt. Die infolgedessen erhöhte Druckdifferenz führt zu einem trägen Anstieg der Turboladerdrehzahl, was zur Folge hat, dass die beiden Drücke nach Turbine wieder ansteigen und einen höheren Wert als vor dem Schließen der VTG aufweisen.

Die oben aufgeführten charakteristischen Eigenschaften des Motors werden vollständig vom nichtlinearen Motormodell abgebildet. Einzig zum Zeitpunkt  $t = 388$  s weicht das dynamische Verhalten der Drücke stärker von denen der gemessenen ab. Dies ist auf ein verzögertes Öffnen der VTG zurückzuführen, vgl. Abbildung 3.30 (oben). In der Modellierung der Stellglieder in Abschnitt 3.2.15 wird neben den physikalischen Zusammenhängen auch der kennfeldbasierte



**Abbildung 3.30:** Zeitlich aufgelöste Betrachtung der simulierten Werte mittels nicht-linearem Motormodell (blau) und der gemessenen Größen (rot) sowie der zugehörigen Sollpositionen (—) und der gemessenen Istpositionen (---) der Stellglieder im ersten Diagramm

Stellgliedregler identifiziert. Die Regelung der Istposition hat in einigen Betriebssituationen ein nicht exakt gleiches Verhalten wie in der Modellierung angenommen, was vor allem aufgrund der pneumatischen Stellgliedregelung der VTG auftreten kann. Somit entspricht die identifizierte Istposition der VTG nicht der tatsächlichen Istposition. Dies hat zur Folge, dass auch die Drücke zum Zeitpunkt  $t = 388$  s im Vergleich mit den Drücken des Modells eine differente Dynamik aufweisen. Auf Basis des nichtlinearen Modells lassen sich somit Unplausibilitäten und Fehler im Luftpfad, wie beispielsweise festklemmende Stellglieder, Alterungseffekte oder undichte Stellen, anhand der Signalverläufe identifizieren. Dies hat den großen Vorteil, dass das Modell auch sehr gut zum Zweck der Diagnose im Online- oder Offlinebetrieb eingesetzt werden kann.

### 3.6 Reduzierung der Modellordnung

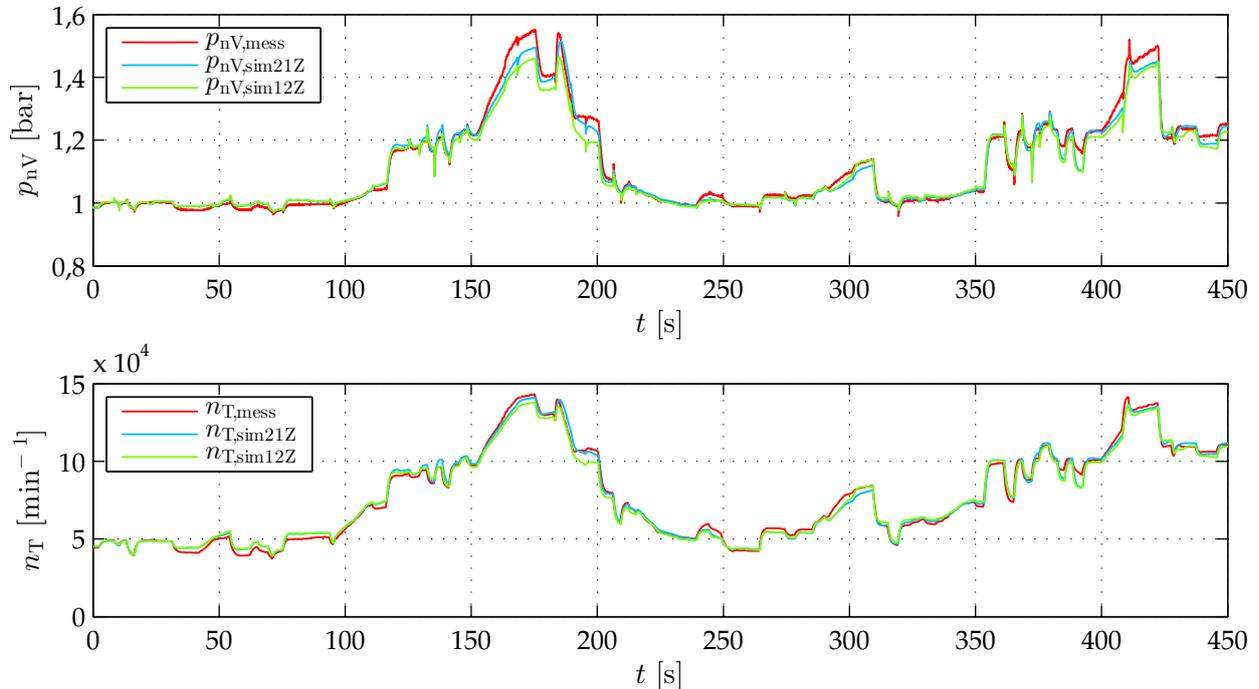
Das zu Beginn des Kapitels vorgestellte nichtlineare Modell beschreibt das dynamische Verhalten des Motors mit 21 Zustandsgrößen. Die Anzahl der Zustandsgrößen geht einher mit dem Rechenaufwand des Modells, weshalb in diesem Abschnitt die Anzahl der Zustände reduziert wird, ohne dabei das Gesamtmodell in seiner Güte erheblich zu beeinflussen. Das größte Interesse gilt den dynamischen Verläufen der Drücke im Luftsystem und der Turboladerdrehzahl im Bereich von Regelungen und Adaptionen und führt zum ersten Ansatzpunkt der Zustandsreduzierung. Diesbezüglich werden die Temperaturen ohne Wärmeleitungsmodell in das Gesamtmodell integriert. Folglich wird das Gesamtsystem um die dynamischen Modellbeschreibungen aus den Abschnitten 3.2.2, 3.2.4, 3.2.7 und 3.2.12 reduziert. Die Temperaturen sind im statischen Betriebspunkt des Motors weiterhin identisch mit den Werten der dynamischen Modellierung, lediglich in den dynamischen Übergängen weicht der modellierte Wert stärker vom gemessenen Wert ab. Der zweite Ansatzpunkt der Reduzierung fällt auf die Modellauswahl der Stellglieder im Luftsystem. Diese werden an Stelle von zwei Zuständen mit nur einem Zustand modelliert, was nur einen geringen Einfluss auf die Modellgüte des Untermodells aus Abschnitt 3.2.15 hat.

Aus den Reduzierungen der Anzahl der Zustände folgt ein nichtlineares Modell mit den 12 Zuständen

$$\mathbf{x} = [p_{vV} \ p_{nV} \ p_{nDkl} \ p_{vT} \ p_{nDpf} \ \dot{m}_V \ n_T \ \tilde{u}_{Vtg} \ \tilde{u}_{Dkl} \ \tilde{u}_{Hagr} \ \tilde{u}_{Nagr} \ \tilde{u}_{Akl}]^T.$$

Dieses Modell wird im Folgenden mit dem Ausgangsmodell verglichen. Abbildung 3.31 zeigt beispielhaft den Verlauf des Ladedrucks und der Turboladerdrehzahl des Modells mit 21 und des Modells mit 12 Zuständen sowie die gemessenen Werte der Validierungsmessung des vorherigen Abschnitts. Die weiteren Ergebnisse der Untersuchung sind in Anhang A.4 dargestellt. Es ist erkennbar, dass die Modellierung mit 12 Zuständen nur geringfügig größere Abweichung

von der Modellierung mit 21 Zuständen hat, was auch am Vergleich der prozentualen Abweichungen im Anhang sichtbar wird. Die dynamisch guten Eigenschaften des Ausgangsmodells bleiben ebenfalls weitgehend erhalten.



**Abbildung 3.31:** Vergleich zwischen Messwert (rot) und Ausgangsgröße des nichtlinearen Simulationsmodells mit 21 Zuständen (blau) sowie mit 12 Zuständen (grün) für Ladedruck und Turboladerdrehzahl

### 3.7 Zusammenfassung der nichtlinearen Modellbildung

Die Ergebnisse der Validierung haben gezeigt, dass das mit linearen Optimierungsparametern entworfene Modell des kompletten Luftpfads sehr gut das Verhalten des realen Motors abbildet. Die durchschnittliche relative Abweichung aller Größen weist mit unter 2% auch im Vergleich zu den existierenden Modellen in der Literatur mit nichtlinearem Parametereinfluss und ohne NDAGR-Klappe und AKL einen sehr guten Wert auf. Die dynamische Validierung mittels Sollwertsprüngen der einzelnen Stellglieder bestätigt ebenfalls die Güte des Modells und die Wahl der Zusammenhänge in den einzelnen Untermodellen. Die nahezu vollständige Modellbeschreibung mit linearen Optimierungsparametern und das, im Gegensatz zu der üblichen Vorgehensweise in der Literatur, Nichtaufspalten der Identifikationsmessungen in statische und dynamische Messanteile ermöglicht eine schnelle Identifikation.

Optimierungspotential des Modells bieten im Wesentlichen die Untermodelle der Temperaturen des Luftpfads. Durch die vereinfachte Modellierung der Wärmeverluste und Wärmeleitungseffekte zeigen diese in einigen Bereichen der Validierung sichtbar größere Abweichungen als die anderen modellierten physikalischen Größen des Luftpfads. In diesem Zusammenhang

sei darauf hingewiesen, dass die teilweise auftretenden dynamischen Veränderungen der sonst sehr trägen Temperatur nach DPF auf die vermeintlichen Strömungseffekte am Sensor zurückzuführen sind. Hier ist die Einbauposition des Sensors in unmittelbarer Nähe des DPF-Ausgangs als nicht optimal einzustufen. Dessen ungeachtet führt das Modell ohne Berücksichtigung der Wärmeleitungseffekte und somit ungenauerer Modellierung der Temperaturen ebenfalls zu sehr guten Ergebnissen, was der Vergleich mit dem Ausgangsmodell zeigt. Die Rechenzeit ist aufgrund der Reduzierung um 9 Zustände etwas geringer als beim Ausgangsmodell.

Zusätzliches Optimierungspotential des Modells weisen die Integrationskonstanten der einzelnen Behältermodelle auf. Die Volumen wurden in dieser Arbeit aus den realen Abmessungen des Motors errechnet. Zur Optimierung könnten diese ebenfalls durch nichtlineare Schätzalgorithmen angepasst werden. Hierauf wurde in dieser Arbeit verzichtet, da ein Modell mit dem Ziel des geringen Identifikationsaufwands entworfen werden sollte.

## Kapitel 4

# Lokale Luftsystemmodelle

Zur linearen Regelung werden meist lineare Modelle zum Reglerentwurf, aber auch als Beobachtermodell verwendet. Ein System wird als linear bezeichnet, wenn es die beiden Prinzipien der Superposition und der Homogenität erfüllt und somit

$$u(t) = \kappa \sum_{i=1}^N u_i(t) \Rightarrow y(t) = \kappa \sum_{i=1}^N y_i(t)$$

gilt [Th73, JV10]. Das Prinzip der Superposition beschreibt die Eigenschaft des Systems, dass eine Summation von  $N$  Eingangsgrößen  $u_1, \dots, u_N$  eine Summation der Ausgangsgrößen  $y_1, \dots, y_N$  hervorruft, wobei  $y_i(t)$  die Systemantwort auf  $u_i(t)$  ist. Die Homogenität führt zur Aussage, dass eine Verstärkung der Eingangsgröße  $u(t)$  eine äquivalente Verstärkung der Ausgangsgröße  $y(t)$  zur Folge hat. Eine Möglichkeit solch ein Modell zu erhalten besteht darin, das nichtlineare Systemmodell aus Abschnitt 3 in einem Betriebspunkt des Motors zu linearisieren.

Häufig ist es nicht möglich, alle Größen des Luftpfads messtechnisch zu erfassen und so ein komplettes nichtlineares Modell des Luftpfads zu identifizieren. Dies ist der Tatsache geschuldet, dass im Luftpfad eines Serienmotors nur eine gewisse Anzahl von Sensoren verbaut ist bzw. eine zusätzliche Ausstattung an Zusatzmesstechnik aus Platzgründen nicht möglich ist. Darüber hinaus ist es oftmals für die Regelung von Teilstrecken nicht nötig, den kompletten Modellzusammenhang des Luftpfads zu kennen. Vielmehr ist hier die genaue Kenntnis des Verhaltens der Regelstrecke vom Eingang zum Ausgang des Teilmodells erforderlich. So wird in dieser Arbeit ein Vorgehen aufgezeigt, mit dem es möglich ist, aus gemessenen Versuchswerten Modelle zum Regler- und Beobachterentwurf zu erzeugen. Dieses Verfahren kann in dieser Weise auf unterschiedliche Teilstrecken des Luftsystems angewendet werden. Hierzu ist lediglich eine Variation der Ein- und Ausgangsvektoren notwendig. Im Fall der linearen Entkopplungsregelung aus Kapitel 5 sind die Ausgangssignale des Reglers bzw. die Eingangs-

größen der Strecke die Sollwerte von Drosselklappe  $u_{\text{Dkl}}$  und variabler Turbinengeometrie  $u_{\text{Vtg}}$ . Sie können im Eingangsvektor

$$\mathbf{u} = [u_{\text{Dkl}} \ u_{\text{Vtg}}]^{\text{T}} \quad (4.1)$$

zusammengefasst werden. Ausgangsgrößen des Modells sind die zu regelnden Drücke Ladedruck  $p_{\text{nV}}$  und Saugrohrdruck  $p_{\text{nDkl}}$  des Luftpfads. Beide lassen sich im Ausgangsvektor

$$\mathbf{y} = [p_{\text{nV}} \ p_{\text{nDkl}}]^{\text{T}} \quad (4.2)$$

zusammenfassen. In Abschnitt 4.1 wird ein Algorithmus beschrieben, mit dem es möglich ist auf Basis allgemein gemessener Ein- und Ausgangsdaten ein lineares zeitdiskretes Modell zu identifizieren. Die Untersuchung der Linearitätseigenschaft des Luftpfads und der damit verbundenen Güte des Identifikationsalgorithmus zeigt Abschnitt 4.4. Die auf diese Weise aufgezeigte Eigenschaft der Nichtlinearität wird am Ende des Kapitels durch statische nicht-lineare Eingangskennlinien abgebildet, um so eine gute Systembeschreibung des Luftpfads vom Eingangs- zum Ausgangsvektor zu erhalten. Zur Anregung des Systems werden dem Stellgliedregler APRBS-Signale (**A**mplitude modulated **P**seudo **R**andom **B**inary **S**equence) und Multisinus-Signale als Sollposition übergeben, vgl. Abschnitt 4.2. Infolgedessen wird der unterlagerte Regelkreis, die Stellgliedregelung von Drosselklappe und variabler Turbinengeometrie, mit in die Identifikation integriert. Dies ist möglich, da die Regelung der Stellglieder so appliziert<sup>6</sup> wird, dass sich ein immer annähernd gleiches Verhalten der Stellglieder bei unterschiedlichen Verstellhöhen in beide Verstellrichtungen ergibt, siehe Abschnitt 3.2.15.

## 4.1 Subspace Identifikation

In den letzten Jahrzehnten wurden eine Reihe von 4SID (**S**ubspace **S**tate **S**pace **S**ystem **I**dentification) Methoden vorgestellt. Einige Beispiele hierfür sind die bekannten Methoden N4SID [OM94], MOESP [Ve94] und CVA [La90]. Diese Identifikationsmethoden lassen sich in die stochastische, deterministische und stochastisch/deterministische Identifikation unterteilen [DMO01, OM96]. Die Identifikation der Black-Box-Modelle erfolgt generell in zwei Schritten. In den ersten Berechnungsschritten des Algorithmus wird anhand der gemessenen Ein- und Ausgangsdaten der Zustandsvektor oder die Beobachtbarkeitsmatrix des Systems bestimmt. Die Projektion der Ein- und Ausgangsdaten in den Unterraum (Subspace) ermöglicht dieses Vorgehen [Sa12]. Auf Basis des identifizierten Zustandsvektors werden anschließend die Matrizen des linearen Systems bestimmt. Für ausführliche Beschreibung der grundlegenden Methodik der Subspace Identifikation sei auf [OM96] und [VV07] verwiesen.

<sup>6</sup>Applikation beschreibt das Anpassen von Funktionen des Motorsteuergerätes. Appliziert wird meist auf Basis von Messdaten oder in Echtzeit am realen Motor.

Zur Identifikation der Luftpfadmodelle wird in dieser Arbeit ein N4SID (**N**umerical algorithm for **4**SID) für deterministische Systeme eingesetzt. Ziel der Subspace Identifikation ist es somit, das zeitdiskrete Zustandsraummodell

$$\begin{aligned} \mathbf{x}_{k+1} &= \mathbf{A}\mathbf{x}_k + \mathbf{B}\mathbf{u}_k \\ \mathbf{y}_k &= \mathbf{C}\mathbf{x}_k + \mathbf{D}\mathbf{u}_k \end{aligned} \tag{4.3}$$

mit der Systemmatrix  $\mathbf{A}^{(n \times n)}$ , der Eingangsmatrix  $\mathbf{B}^{(n \times m)}$ , der Ausgangsmatrix  $\mathbf{C}^{(r \times n)}$  und der Durchgangsmatrix  $\mathbf{D}^{(r \times m)}$  zu identifizieren. Das zu identifizierende System besitzt  $r$  Ausgangsgrößen und  $m$  Eingangsgrößen. Die Ordnung  $n$  des Systems wird als nicht bekannt angenommen und zusätzlich durch die Identifikation bestimmt. Das Berechnungsschema des verwendeten N4SID Algorithmus ist in Abbildung 4.1 dargestellt. Die Notationen und Dimensionen der einzelnen Matrizen des Algorithmus sind ebenso wie die detaillierte Betrachtung der Systemparameterbestimmung in Anhang A.1 dargestellt.

## 4.2 Anregungssignal

Im Zusammenhang der Anregungssignale wird zwischen periodischen und nichtperiodischen Signalen unterschieden. Die periodischen Signale weisen einige Vorteile auf, vor allem im Hinblick auf die Abschätzung des Signal-Rauschverhältnisses und der Untersuchung auf lineares Verhalten [BU16]. Daher werden zur Identifikation von Systemen vielfach periodische Signale eingesetzt. Zwei Anregungssignale aus der Klasse der periodischen Signale, das APRBS- und das Multisinus-Signal, werden auch in der linearen Identifikation des Luftpfads eingesetzt. Beide dienen hierbei sowohl dem Zweck der Identifikation, als auch der Validierung der Modelle und sind in den folgenden Abschnitten erläutert.

### 4.2.1 APRBS-Signal

Das APRBS-Signal ist eine abgewandelte Form des PRBS-Signals (**P**seudo **R**andom **B**inary **S**equences) und ähnelt in seinen Eigenschaften ebenfalls denen des weißen Rauschens. Im Vergleich zum PRBS-Signal, bei dem das Signal ausschließlich zwei Zustände annimmt, variiert der Amplitudenwert in einem festgelegten Intervall. Ein Amplitudenwechsel kann nur zu den Abtastzeitpunkten  $0, T_a, 2T_a, \dots$  mit der Abtastzeit  $T_a$  erfolgen. Die Amplituden können einen beliebigen Wert, in Abhängigkeit der Quantisierung des Ausgangssignals, zwischen dem maximalen Amplitudenwert  $A_{\max}$  und dem minimalen Amplitudenwert  $A_{\min}$  annehmen. Diese können, wie die maximale Zeitdauer bis zum darauffolgenden Amplitudenwechsel  $t_{\max}$ , frei ge-

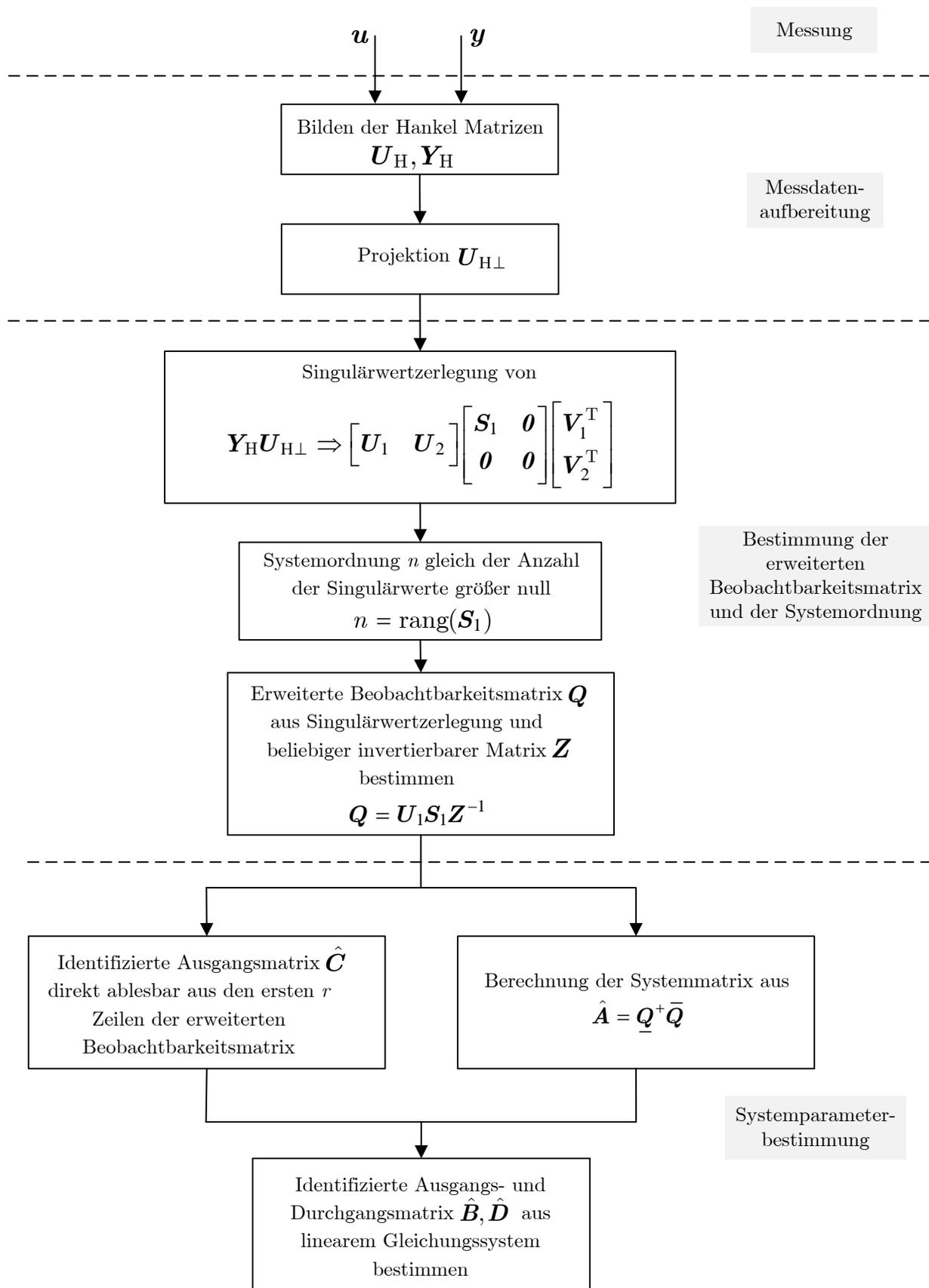


Abbildung 4.1: Berechnungsschema des N4SID Algorithmus

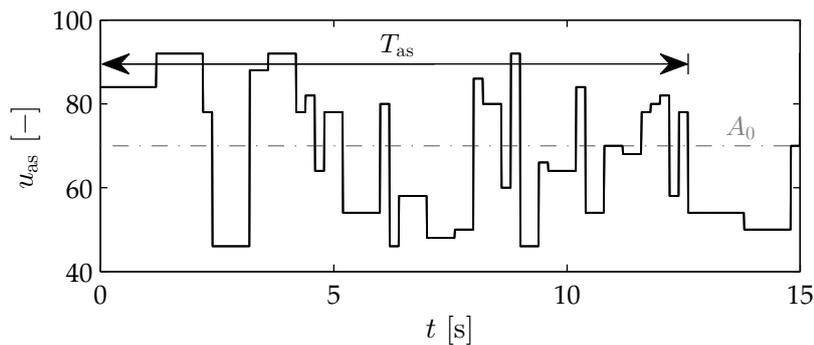
wählt werden. Zur präzisen Bestimmung der stationären Verstärkung des Systems muss  $t_{\max}$  größer als die Anstiegszeit<sup>7</sup> des Systems  $t_r$  sein [LZ06]. Somit ergibt sich der Zusammenhang

$$t_{\max} = N_{\text{as}} T_a > t_r, \quad (4.4)$$

wobei  $N_{\text{as}}$  die Anzahl der Abtastungen beschreibt. Durch die Anzahl  $N_{\text{as}}$  ist die Sequenzlänge des Signals

$$L = 2^{N_{\text{as}}} - 1 \quad (4.5)$$

definiert. Zur Erzeugung eines möglichst konstanten Amplitudenspektrums im definierten Frequenzbereich wird das Signal periodisch mit der Zeit  $T_{\text{as}} = T_a L$  wiederholt. Der Signalverlauf eines APRBS-Signals mit  $N_{\text{as}} = 6$  ist in Abbildung 4.2 dargestellt. Der Amplitudenpegel  $A_0$  ist der Arbeitspunkt des Systems und meist die Mittelung aus maximalem und minimalem Amplitudenwert.



**Abbildung 4.2:** APRBS-Anregungssignal mit Anzahl der Samples  $N_{\text{as}} = 6$  und Abtastzeit  $T_a = 0,2$  Sekunden

Erzeugt wird das APRBS-Signal durch ein Schieberegister mit der Ordnung  $N_{\text{as}}$ , vgl. Abbildung 4.3. Eingangssignal des Schieberegisters ist die XOR-Verknüpfung des letzten Bits mit einem oder mehreren anderen Bits. Die Verknüpfung ist abhängig von der Ordnung des Registers. Entsprechende Tabellen sind in [Is88] und [LZ06] zu finden. Die Amplitude des APRBS-Signals wird, in einer ähnlichen Weise wie in [Ne01] und [NI95], mittels eines Zufallsgenerators<sup>8</sup> erzeugt. Das Schieberegister liefert die beiden Zustände 0 und 1. Zur Erzeugung eines Signals, das in den Amplituden zwischen minimaler und maximaler Amplitude

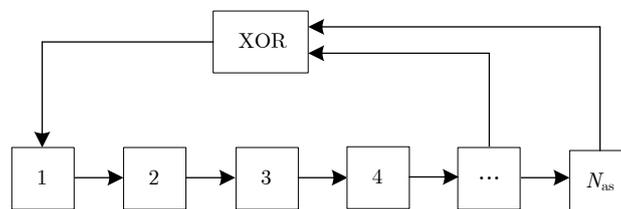
<sup>7</sup>Die Anstiegszeit beschreibt die Zeitspanne, die ein Signal vom unteren zum oberen Pegelwert aufgrund eines vorgegebenen Pegelwechsels benötigt. Im Zusammenhang mit der Identifikation von linearen Systemen wird häufig die Zeit, die zwischen 10% und 90% des Signalendwertes des Ausgangssignals nach einer sprunghaften Anregung vergeht, als Anstiegszeit definiert.

<sup>8</sup>Zur Erzeugung der Zufallszahl wird der Zufallsgenerator MERSENNE TWISTER [MN98] eingesetzt, der als Basis die Mersenne-Primzahlen verwendet. Die sehr lange Periode des Algorithmus führt zu hochgradig gleichverteilten Sequenzen.

variiert, wird das Ausgangssignal des Schieberegisters in dieser Arbeit mit der Zufallszahl  $Z \in [(A_{\min} - A_{\max}); (A_{\max} - A_{\min})]$  multipliziert. Für das Anregungssignal  $u_{\text{as}}$  folgt somit

$$u_{\text{as}} = Z \cdot (u_{\text{sr}} - 0,5) + A_0 \quad (4.6)$$

mit  $u_{\text{sr}}$  dem Ausgang des Schieberegisters und  $A_0$ , wie oben bereits definiert, dem Mittelwert aus maximaler und minimaler Amplitude. Andere Verfahren verwenden zur Erzeugung dieser Signale die Eigenschaften des Galoisfeld und der damit verbundenen primitiven Polynome. Diese Art der Amplitudenmodulation soll in dieser Arbeit nicht näher erläutert werden, es sei vielmehr auf [BU16] und [BRS99] verwiesen.



**Abbildung 4.3:** Schieberegister mit maximaler Ordnung  $N_{\text{as}}$

### 4.2.2 Multisinus-Signal

Ein Multisinus-Signal beschreibt die Überlagerung mehrerer Sinussignale. Zur Erzeugung eines zeitdiskreten Signals mit der Abtastzeit  $T_a$  werden hierzu  $N$  Sinussignale addiert

$$u_{\text{ms}}(k) = A_0 + \sum_{i=1}^N A_i \sin(2\pi f_i k T_a + \phi_i). \quad (4.7)$$

Die einzelnen Sinussignale weisen unterschiedliche Amplituden  $A_i$ , Frequenzen  $f_i$  und Phasen  $\phi_i$  auf. Die einzelnen Frequenzkomponenten werden meist linear im Frequenzband von maximaler Frequenz  $f_{\text{max}}$  und minimaler Frequenz  $f_{\text{min}}$  verteilt. Somit folgt für die Auflösung der Frequenz

$$\Delta f = \frac{f_{\text{max}} - f_{\text{min}}}{N - 1}. \quad (4.8)$$

Die Frequenzen der einzelnen Sinussignale ergeben sich aus dem Zusammenhang

$$f_i = f_{\text{min}} + (i - 1)\Delta f, \quad i = 1, 2, \dots, N. \quad (4.9)$$

Zur Erzeugung eines normierten Multisinus sollte die Summe aller  $N$  Elemente der Leistung  $P_i$  für  $i = 1, \dots, N$  eins betragen ( $\sum_{i=1}^N P_i = 1$ ) [Sc70] und somit folgt mit dem allgemeinen Zusammenhang

$$A_i = \sqrt{\frac{P_i}{2}} \quad (4.10)$$

für alle Amplituden der einzelnen Sinussignale

$$A_i = \sqrt{\frac{1}{2N}}. \quad (4.11)$$

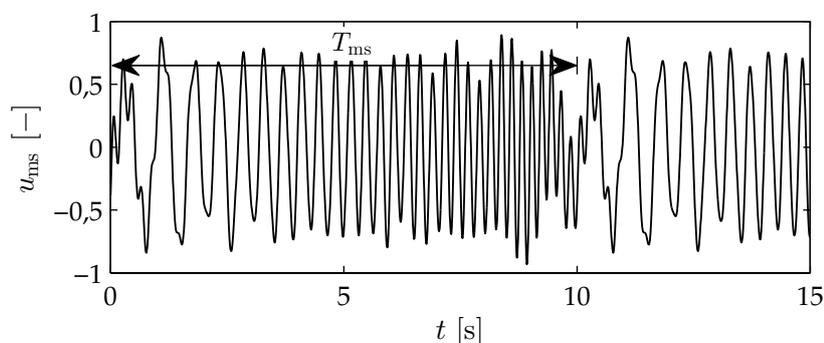
Diese Vorgabe der Amplituden erzeugt eine breitbandige und dem weißen Rauschen ähnliche Anregung [BU16].

Multisinus-Signale können hohe Scheitelfaktoren<sup>9</sup> (Crest-Faktor) aufweisen. So wird in [Sc70] eine analytische Lösung aufgezeigt, die Phase der einzelnen Sinuskomponenten so zu wählen, dass der Scheitelfaktor minimiert wird. Man spricht hier von der sogenannten SCHROEDER PHASE

$$\phi_i = -\frac{i(i-1)}{N}\pi, \quad i = 1, 2, \dots, N. \quad (4.12)$$

Gleichung 4.12 beschreibt die Phase der einzelnen Sinussignale für den Spezialfall der Amplitudengleichheit aller Signalanteile, wie in Gleichung 4.11 definiert. Erreicht werden hierbei Scheitelfaktoren von etwa 1,6-1,7 [YZT15]. In Abbildung 4.4 ist ein durch Gleichung 4.10 normiertes Multisinus-Signal mit der SCHROEDER PHASE und  $N = 41$  Frequenzkomponenten im Frequenzband von 1 bis 5 Hz dargestellt. Der Scheitelfaktor des Signals mit der Abtastzeit  $T_a = 0,01$  Sekunden beträgt 1,78. Das Anregungssignal wiederholt sich periodisch mit dem kleinsten gemeinsamen Vielfachen (kgV) der einzelnen Perioden der enthaltenen Sinussignale

$$T_{\text{ms}} = \text{kgV} \left( \frac{1}{f_{\text{min}}}, \frac{1}{f_{\text{min}} + \Delta f}, \frac{1}{f_{\text{min}} + 2\Delta f}, \dots, \frac{1}{f_{\text{max}}} \right). \quad (4.13)$$



**Abbildung 4.4:** Multisinus mit 41 Frequenzkomponenten im Frequenzband 1-5 Hz

<sup>9</sup>Der Scheitelfaktor bezeichnet das Verhältnis aus Scheitelwert und Effektivwert einer Größe.

### 4.3 Ergebnisse

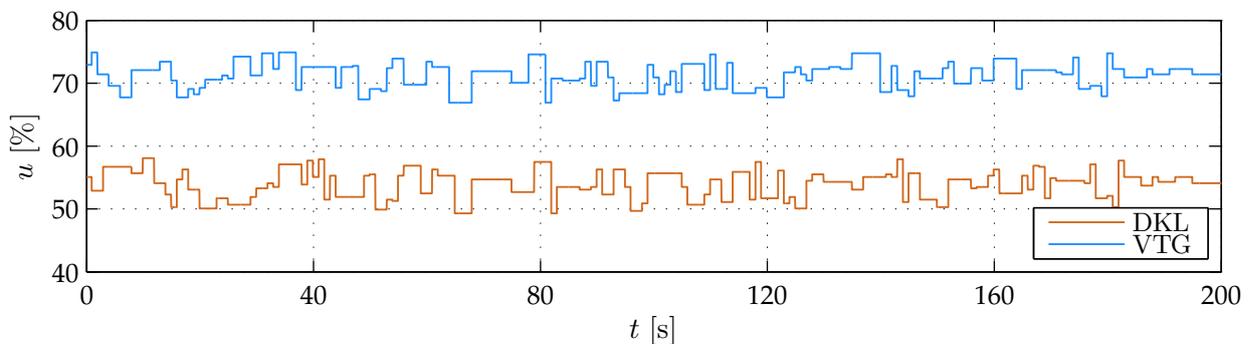
Zur Identifikation linearer Modelle in einem Arbeitspunkt des Motors werden den Stellgliedreglern der VTG und der DKL die Sollpositionen als APRBS-Signal und als Multisinus-Signal übergeben. Ein Arbeitspunkt beschreibt hierbei eine konstante Drehzahl und eine konstante Einspritzmenge des Motors. Zum Vergleich der identifizierten Modelle wird der mittlere absolute Fehler

$$e_{\text{mabs}} = \frac{1}{N} \sum_{i=1}^N |p_{\text{mess}}(i) - p_{\text{sim}}(i)| \quad (4.14)$$

mit der Anzahl  $N$  aufgenommener Messdaten verwendet. Hier ist  $p_{\text{mess}}$  der mittelwertfreie gemessene Wert und  $p_{\text{sim}}$  der mittelwertfreie simulierte Wert. Zur Generierung der simulierten Werte wird das identifizierte Modell mit den Anregungssignalen als Eingangsgrößen simuliert. Zusätzlich zum mittleren absoluten Fehler wird das Bestimmtheitsmaß

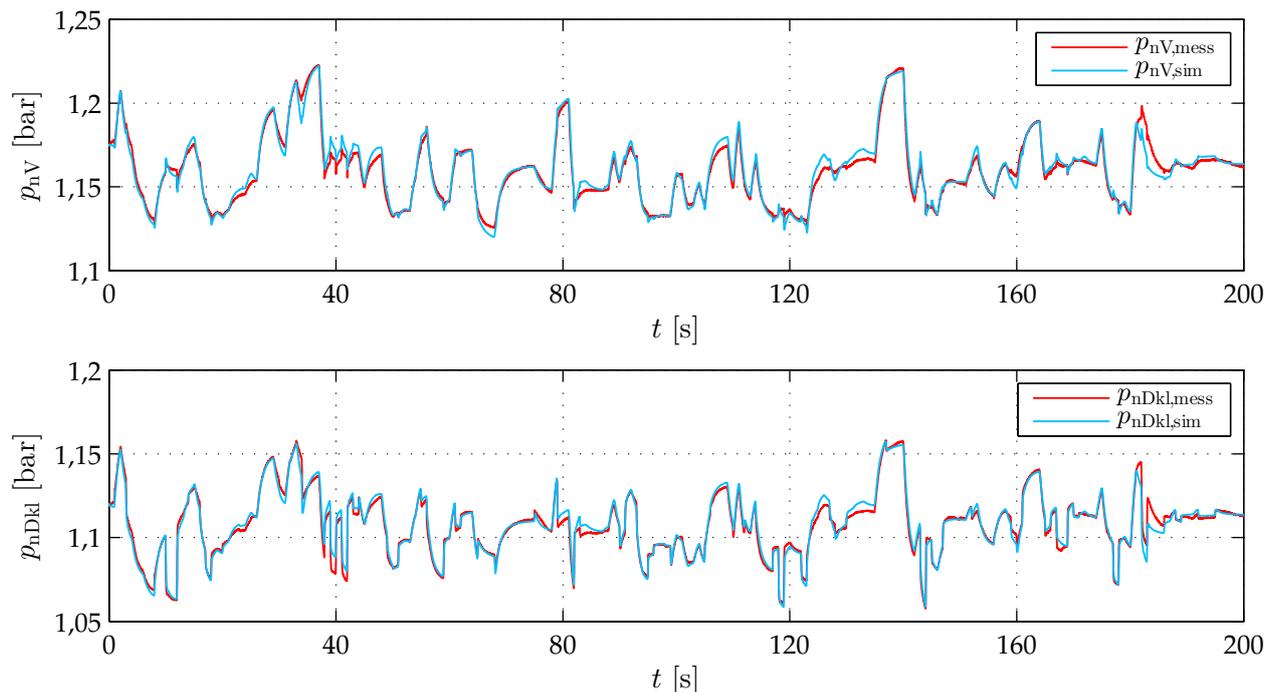
$$R^2 = 1 - \frac{\sum_{i=1}^N (p_{\text{mess}}(i) - p_{\text{sim}}(i))^2}{\sum_{i=1}^N p_{\text{mess}}(i)^2} \quad (4.15)$$

als Bewertungskriterium herangezogen. Durch  $R^2$  ist ein einfacher Vergleich der einzelnen mittelwertfreien Modelle möglich. Das Bestimmtheitsmaß liegt im Intervall  $[0,1]$ , wobei ein größeres Bestimmtheitsmaß das bessere Modell kennzeichnet. In Abbildung 4.6 ist der gemessene und der simulierte Verlauf des Saugrohrdrucks und des Ladedrucks im Betriebspunkt  $n_M = 2000$  1/min und  $u_E = 20$  mg/Hub dargestellt. Das Bestimmtheitsmaß weist mit  $R_{nV}^2 = 0,93$  und  $R_{nDkl}^2 = 0,94$  einen guten Wert auf. Die Anregungssignale der DKL und der VTG liegen in einem kleinen Betriebsbereich von etwa  $\pm 5\%$  um den Mittelwert, siehe Abbildung 4.5.



**Abbildung 4.5:** Anregungssignale als Sollwerte der DKL und VTG

Wie zu Anfang des Abschnitts bereits erwähnt, kann ein lineares Modell neben der experimentellen linearen Identifikation auch durch Linearisierung eines nichtlinearen Modells gewonnen



**Abbildung 4.6:** Vergleich gemessener und simulierter Verlauf des Systems auf eine APRBS-Anregung durch DKL und VTG

werden. Die zeitlichen Ableitungen der Zustandsgrößen sind nichtlineare Funktionen  $f(\mathbf{x}, \mathbf{u})$ , siehe Kapitel 3. Durch Linearisierung entsteht ein lineares Modell für eine kleine  $\Delta$ -Umgebung um die Ruhelage  $\mathbf{x}_r, \mathbf{u}_r$ . Die Taylorentwicklung liefert mit Abbruch nach der 1. Ordnung

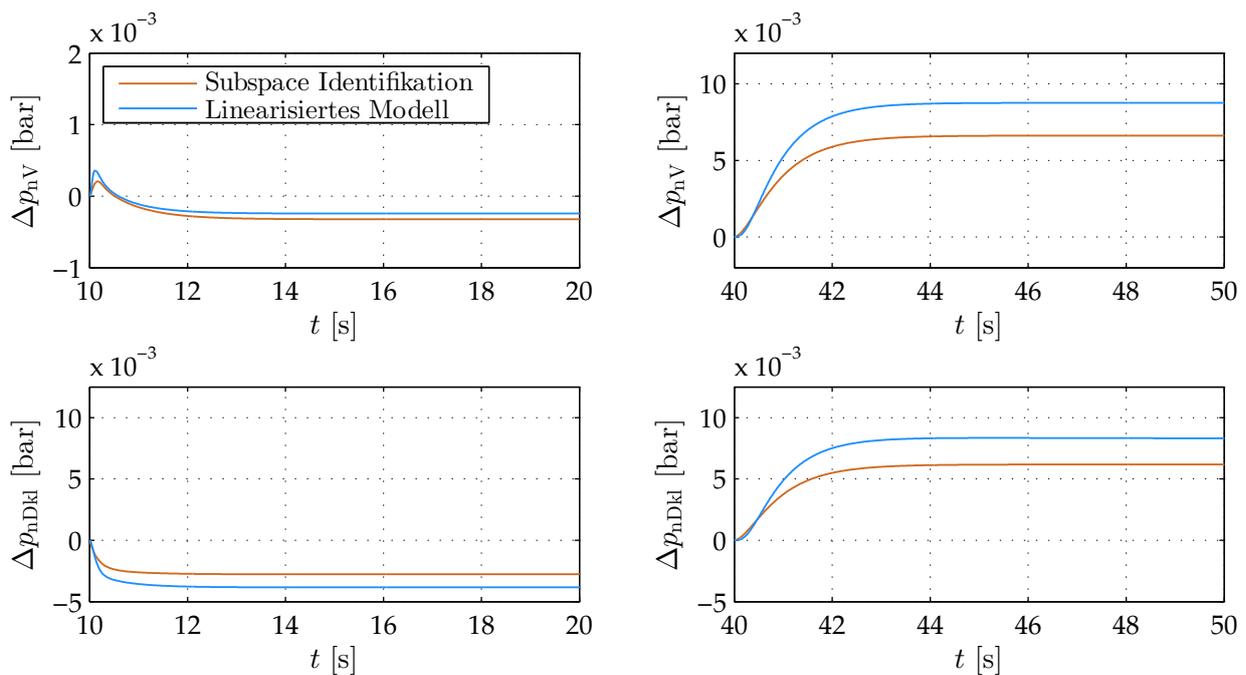
$$\Delta \dot{\mathbf{x}} = f(\mathbf{x}_r, \mathbf{u}_r) + \left. \frac{\partial f}{\partial \mathbf{x}} \right|_{\mathbf{x}_r, \mathbf{u}_r} \Delta \mathbf{x} + \left. \frac{\partial f}{\partial \mathbf{u}} \right|_{\mathbf{x}_r, \mathbf{u}_r} \Delta \mathbf{u}. \quad (4.16)$$

Abbildung 4.7 zeigt die Sprungantworten des durch den Subspace Algorithmus identifizierten und des durch Linearisierung des nichtlinearen Mittelwertmodells aus Kapitel 3 entstandenen linearen Modells. Der Vergleich zeigt, dass beide Methoden der linearen Modellbildung vergleichbare Ergebnisse liefern. Neben der Identifikationsweise der linearen Modelle ist auch die Interpretation der Zustandsgrößen unterschiedlich. Im experimentell identifizierten Modell haben die Zustände, im Gegensatz zum linearisierten NL-Modell, keine physikalische Entsprechung, da keinerlei Vorkenntnis über das Modell angenommen wurde. Dies hat jedoch zum Vorteil, dass nicht alle Zustandsgrößen messtechnisch erfasst werden müssen, was auch den Messaufwand und die Anzahl der Messdaten erheblich senkt. Hieraus lässt sich erkennen, dass der Vorteil der einen Methode meist der Nachteil der anderen Methode ist. Eine Gegenüberstellung der beiden Methoden mit den jeweiligen Vorteilen ist in Tabelle 4.1 zu finden. Im weiteren Verlauf der Arbeit werden die auf Basis der Subspace Identifikation gewonnenen Modelle, vor allem im Hinblick auf die schnelle und gezielte Identifizierung der Modelle, verwendet. Aufgrund der weiteren Untersuchungen in diesem Kapitel und der darauf aufbauenden

modellbasierten Reglerentwicklung aus Kapitel 5 sind die Systemmatrix  $\mathbf{A}$ , die Eingangsmatrix  $\mathbf{B}$  und die Ausgangsmatrix  $\mathbf{C}$  des zugehörigen Zustandsraummodells in Anhang A.3 in numerischer Form angegeben.

**Tabelle 4.1:** Gegenüberstellung der Modellbildungsmethoden

Linearisiertes NL-Modell	Lineare Subspace Identifikation
- Zustandsgrößen sind physikalisch interpretierbar	- Nur Sensoren an den Ausgangsgrößen nötig
- Zur Parametrisierung nicht zwangsläufig konstante Betriebspunkte nötig	- Gezielte Identifikation im geforderten Betriebspunkt
- NL-Modell vielseitig einsetzbar	- Identifikation ohne großes Vorwissen durchführbar
	- Geringer Messaufwand



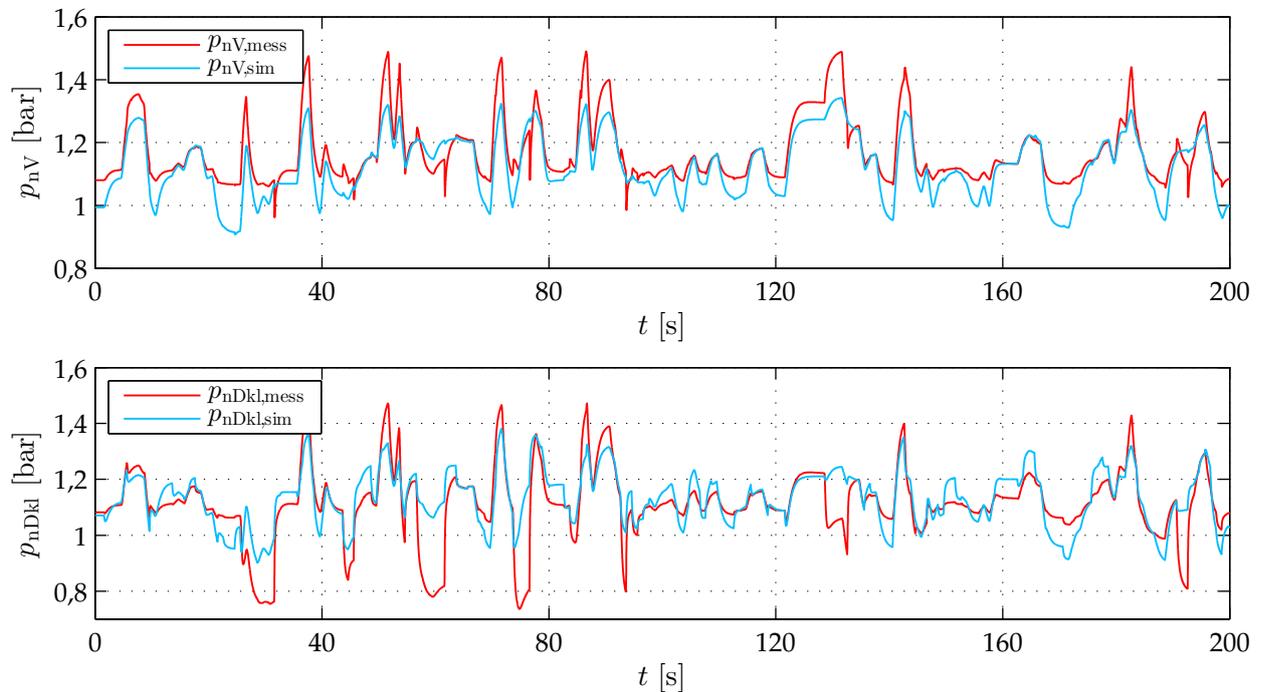
**Abbildung 4.7:** Sprungantworten des linearisierten Modells mit Ordnung 12 und des identifizierten linearen Modells mit Ordnung 5

## 4.4 Modellierung der Nichtlinearitäten

Im vorhergehenden Abschnitt wurde der Luftpfad ausschließlich in einem kleinen Stellbereich um den Mittelwert angeregt. Wird der Versuchsmotor im gleichen Betriebspunkt des vorherigen Abschnitts betrieben, aber der Luftpfad im kompletten Stellbereich

$$u_{\text{Dkl}} \in [0, 80], \quad u_{\text{Vtg}} \in [30, 100]$$

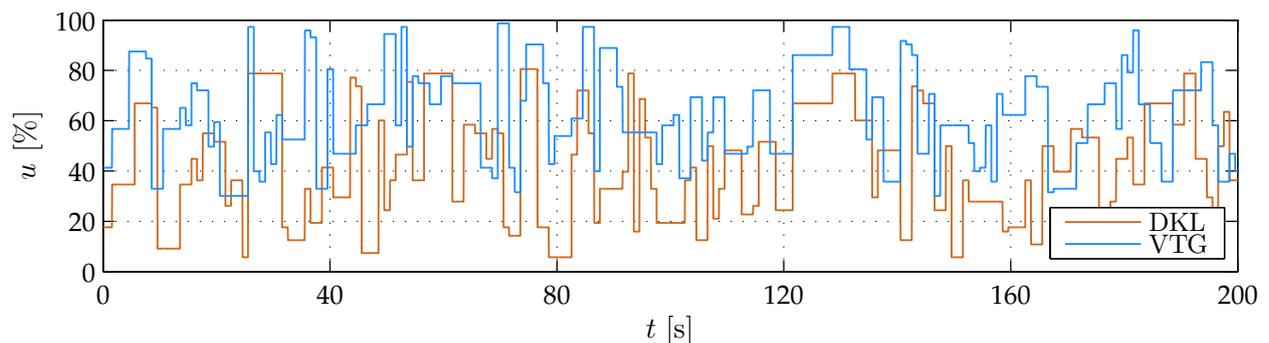
der Entkopplungsregelung aus Kapitel 5 angeregt, ergibt sich der in Abbildung 4.8 dargestellte Verlauf des gemessenen und des simulierten Lade- und Saugrohrdrucks.



**Abbildung 4.8:** Vergleich gemessener und simulierter Verlauf des Systems auf eine APRBS-Anregung im kompletten Stellbereich der DKL und VTG für einen konstanten Betriebspunkt ( $n_M = 2000$  1/min,  $u_E = 20$  mg/Hub)

Es wird erkennbar, dass die Abweichungen zwischen der gemessenen und simulierten Größe für große Auslenkungen (vgl. Abbildung 4.9) in positiver und negativer Richtung um den Mittelwert zunehmen. Infolgedessen sinkt der Wert des Bestimmtheitsmaßes auf  $R_{nV}^2 = 0,62$  bzw.  $R_{nDkl}^2 = 0,70$ .

Die lineare Beschreibung des Luftpfads in einem Arbeitspunkt des Motors ist für den kompletten Stellbereich der zwei Stellglieder nicht mehr zutreffend. Diese Thematik wird im folgenden Unterabschnitt näher untersucht.



**Abbildung 4.9:** APRBS-Anregungssignal der Stellglieder im kompletten Stellbereich der DKL und VTG

### 4.4.1 Untersuchung der Nichtlinearität

Liegt ein lineares System vor, führt eine Anregung des Systems

$$u(t) = \hat{u}_s \cos(2\pi f_a t + \phi_a) \quad (4.17)$$

mit einer Frequenz  $f_a$  und einer Phasenverschiebung  $\phi_a$  bei stabilen Systemen im quasistationären Zustand zu einer Systemantwort, die ausschließlich die gleiche Frequenz wie das Eingangssignal aufweist. Ist dies nicht der Fall und beinhaltet die Systemantwort Vielfache der Anregungsfrequenz, sogenannte Oberwellen, kann von einem nichtlinearen System ausgegangen werden. Das ausschließliche Auftreten der Anregungsfrequenz im Ausgangssignal ist nur in ungestörten linearen Systemen der Fall [BU16]. Treten Störungen auf, können auch Frequenzkomponenten des Störsignals im Ausgangssignal des Systems sichtbar werden.

Bei nichtlinearen Systemen führt eine Systemanregung durch Gleichung 4.17 zum Ausgangssignal

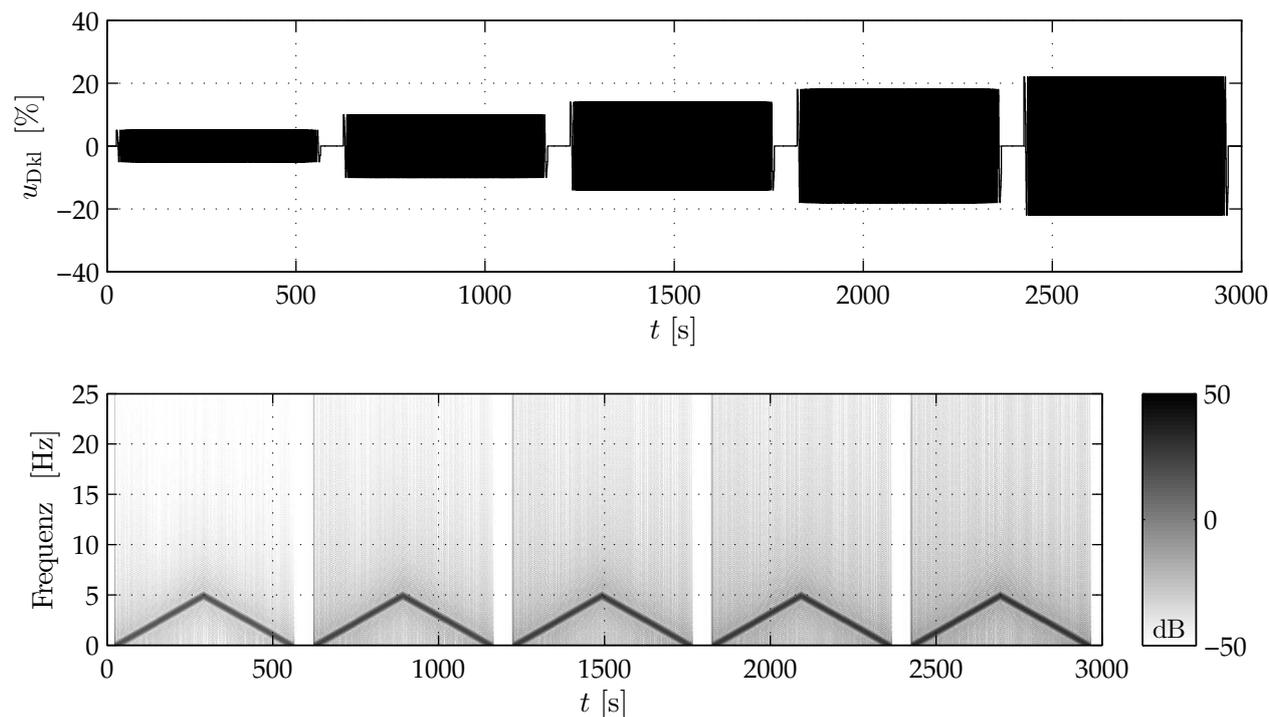
$$y(t) = y_0 + \hat{y}_{s1} \cos(2\pi f_a t + \phi_1) + \sum_{i=2}^{P+1} \hat{y}_{si} \cos(i2\pi f_a t + \phi_i) \quad (4.18)$$

mit  $P$  als Anzahl der beobachteten Oberwellen. Der Gleichanteil des Signals wird durch  $y_0$  und die Grundschiwingung durch den zweiten Summanden aus Gleichung 4.18 beschrieben. Ein Maß für die Nichtlinearität eines Systems ist der Klirrfaktor, welcher sich aus dem Verhältnis der Effektivwerte der Oberwellen zum Gesamteffektivwert des Ausgangssignals bestimmen lässt [PB07]. Bei sinusförmiger Anregung des Systems kann der Klirrfaktor

$$K = \sqrt{\frac{\sum_{i=2}^{P+1} \hat{y}_{si}^2}{\hat{y}_{s1} + \sum_{i=2}^{P+1} \hat{y}_{si}^2}} \quad (4.19)$$

direkt aus den Scheitelwerten der Anzahl  $P$  beobachteten Oberwellen und dem Scheitelwert der Grundschiwingung  $\hat{y}_{s1}$  bestimmt werden. Bei ungestörten linearen Systemen gilt für den Klirrfaktor  $K = 0$ . Eine Methode zur Bestimmung der Nichtlinearitäten eines Systems wurde in [Ga66] und [Ga68] vorgestellt. Hierbei wird das Ausgangssignal in die unterschiedlichen Grade der Nichtlinearität zerlegt [HK99], siehe Anhang A.2. Der hieraus berechnete Klirrfaktor des Systems beträgt sowohl bei Anregung durch die Drosselklappe als auch bei Anregung des Systems durch die VTG etwa  $K = 0,5$ . Dies lässt auf ein stark nichtlineares Verhalten des Systems schließen. Dieses nichtlineare Verhalten ist ebenfalls bei der in Abbildung 4.11 dargestellten Messung in einem konstanten Betriebspunkt ( $n_M = 2000$  U/min,  $u_E = 20$  mg/Hub)

sichtbar. Das System erzeugt auf eine Anregung mittels Chirp-Signal<sup>10</sup> (siehe Abbildung 4.10) ein Ausgangssignal, in dem neben der Grundfrequenz auch Oberwellen auftreten. Die Oberwellen im Ausgangssignal sind deutlich im Spektrogramm in Abbildung 4.11 sichtbar. Neben den Oberwellen des Signals lassen sich, wie bereits erwähnt, auch die Störeinflüsse, die auf das System wirken, erkennen. So ist der Einfluss der Motordrehzahl im Spektrogramm des gemessenen Ausgangssignals bei  $f = 16,67$  Hz, der halben Motorfrequenz,<sup>11</sup> erkennbar.



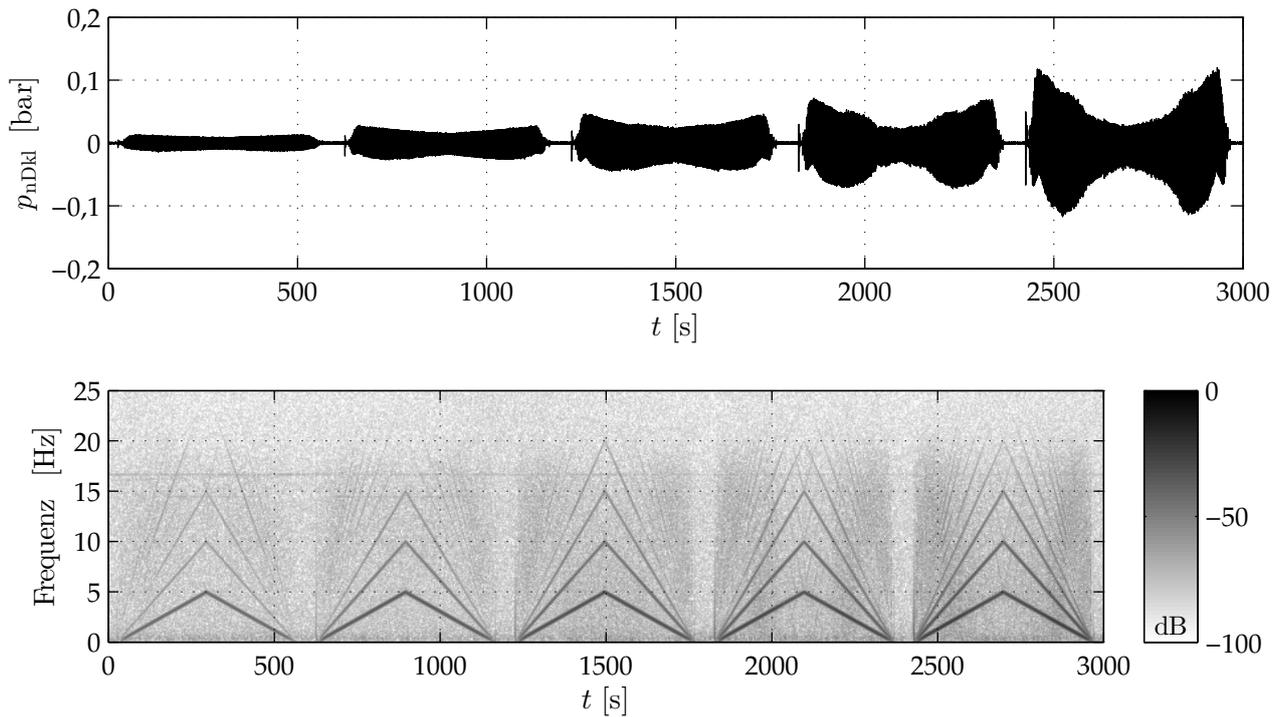
**Abbildung 4.10:** Chirp-Anregung der DKL im Frequenzbereich 0 bis 5 Hz um den Mittelwert  $u_{DKL} = 55\%$  mit Steigerung der Amplitude (oben) und zugehöriges Spektrogramm (unten)

#### 4.4.2 Hammerstein-Modelle

Der vorherige Abschnitt hat gezeigt, dass sich das System Luftpfad von den Eingangsgrößen DKL und VTG hin zu Ladedruck und Saugrohrdruck nur bedingt durch lineare Modelle abbilden lässt. Eine Möglichkeit das nichtlineare Systemverhalten in einem Modell abzubilden, ist das sogenannte Hammerstein-Modell. Dem linearen zeitinvarianten und zeitdiskreten System  $G(z)$  wird hier eine statische Nichtlinearität  $f_{hs}$  vorgeschaltet, siehe Abbildung 4.12. Zusätzlich

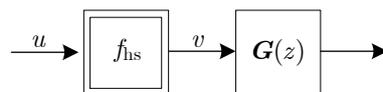
<sup>10</sup>Ein Chirp-Signal beschreibt ein sinusförmiges Signal, bei dem sich die Frequenz zeitabhängig ändert. Sowohl der Frequenzverlauf als auch die minimale und maximale Frequenz des Signals können dabei frei vorgegeben werden.

<sup>11</sup>Halbe Motorfrequenz aus dem Grund, dass jeder Zylinder nach zwei Kurbelwellenumdrehungen den selben Takt ausführt und sich die Drücke somit periodisch mit der halben Motorfrequenz wiederholen.



**Abbildung 4.11:** Gemessene mittelwertfreie Systemantwort auf die Anregung mittels Chirp-Signal (oben) und zugehöriges Spektrogramm (unten)

zum Hammerstein-Modell existiert das Wiener-Modell, bei dem eine statische Nichtlinearität dem linearen Modell nachgeschaltet ist. Die Kombinationen aus beiden Modellansätzen wird Hammerstein-Wiener-Modell genannt. Diese sollen in der vorliegenden Arbeit nicht näher beschrieben werden, es sei auf [Ho03] und [HK99] verwiesen.



**Abbildung 4.12:** Hammerstein-Modell bestehend aus statischer nichtlinearer Eingangskennlinie und linearem Modell

Der Ausgang der Eingangsnichtlinearität wird häufig in der Form

$$v(t) = c_{\text{hs1}} \cdot u(t) + c_{\text{hs2}} \cdot u^2(t) + \dots + c_{\text{hsp}} \cdot u^p(t) \quad (4.20)$$

mit der maximalen Potenz  $p$  beschrieben. Zur Identifikation der Koeffizienten  $c_{\text{hs1}}, \dots, c_{\text{hsp}}$  der statischen Nichtlinearität sowie des in Reihe geschalteten linearen Modells wurde in [NG66] ein iteratives Verfahren vorgestellt, in dem die Identifizierung durch abwechselndes Einstellen der Koeffizienten des linearen und des nichtlinearen Systemanteils auf Basis der Minimierung

eines quadratischen Fehlerkriteriums vollzogen wird. Grundlage des in [CL71] vorgestellten nichtiterativen Verfahrens bildet ebenfalls ein quadratisches Gütefunktional mit dem Unterschied der gleichzeitigen Identifizierung von linearem und nichtlinearem Systemteil. Jedoch werden hier größere quadratische Fehler am Systemausgang und eine längere Rechenzeit als bei iterativen Verfahren erwartet [Ga76]. Ähnlich dem iterativen Verfahren erfolgt in dieser Arbeit die Identifikation des linearen Systemteils und der statischen Nichtlinearität in getrennten Schritten. Als lineares Modell wird das in Abschnitt 4.1 über den N4SID-Algorithmus in einem kleinen Stellbereich der DKL und VTG (Abbildung 4.5) identifizierte Modell verwendet. Für das lineare System lässt sich die Übertragungsmatrix

$$\mathbf{G}(z) = \begin{bmatrix} G_{11}(z) & G_{12}(z) \\ G_{21}(z) & G_{22}(z) \end{bmatrix} \quad (4.21)$$

als Zusammenfassung der Einzelübertragungsfunktionen  $G_{11}(z)$  bis  $G_{22}(z)$  angeben. Die stationäre Verstärkung der Einzelübertragungsfunktionen  $\kappa_{11}$  bis  $\kappa_{22}$  ergibt sich dabei aus dem Zusammenhang

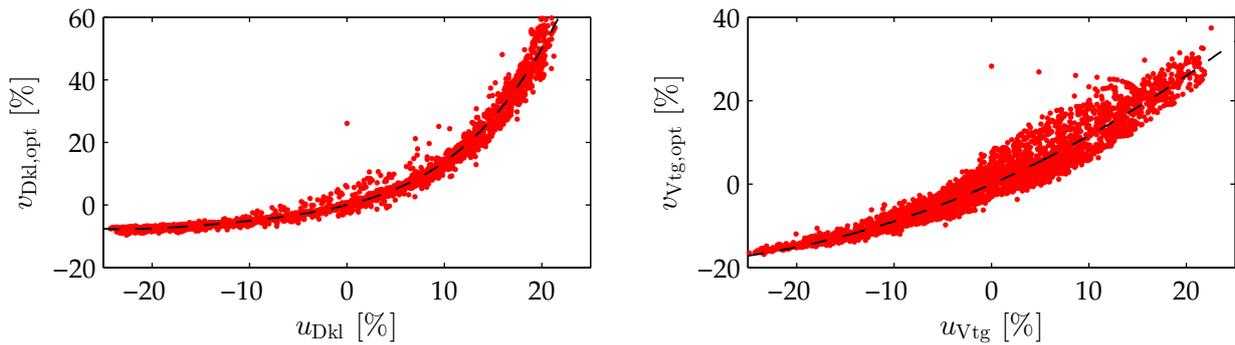
$$\boldsymbol{\kappa} = \mathbf{G}(1) = \begin{bmatrix} \kappa_{11} & \kappa_{12} \\ \kappa_{21} & \kappa_{22} \end{bmatrix}. \quad (4.22)$$

Dieser Zusammenhang ermöglicht für den stationären Fall aus den gemessenen Werten des Ladedrucks  $p_{nV,\text{mess}}$  und des Saugrohrdrucks  $p_{nDkl,\text{mess}}$  eine Rückrechnung auf die Eingangsgröße des linearen Teilmodells

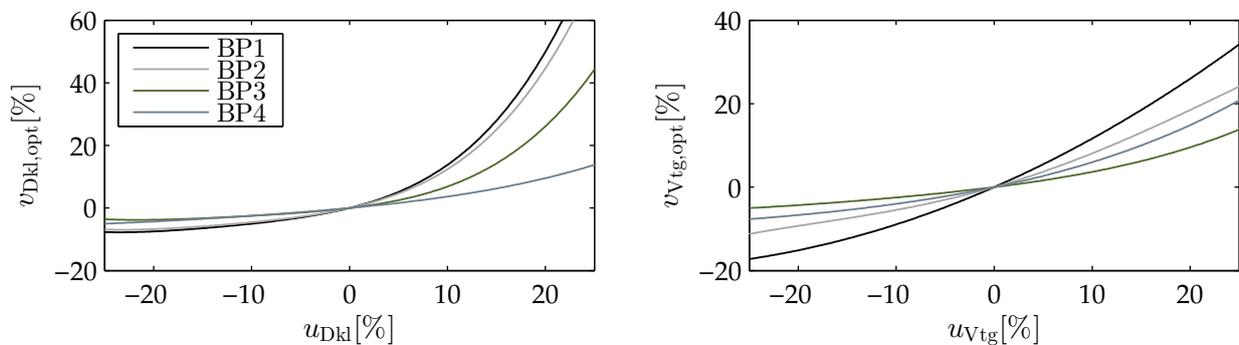
$$\begin{aligned} v_{\text{Dkl,opt}} &= \frac{\kappa_{22}p_{nV,\text{mess}} - \kappa_{12}p_{nDkl,\text{mess}}}{\kappa_{11}\kappa_{22} - \kappa_{21}\kappa_{12}} \\ v_{\text{Vtg,opt}} &= \frac{\kappa_{11}p_{nDkl,\text{mess}} - \kappa_{21}p_{nV,\text{mess}}}{\kappa_{11}\kappa_{22} - \kappa_{21}\kappa_{12}}. \end{aligned} \quad (4.23)$$

Auf Basis dessen werden die Optimierungsparameter der Eingangsnichtlinearität (Gleichung 4.20) mittels linearer Optimierung (Abschnitt 3.3.1) bestimmt. Abbildung 4.13 zeigt den errechneten optimalen Verlauf der Eingänge des linearen Modells sowie die durch lineare Optimierung bestimmte Polynomfunktion aus Gleichung 4.20 mit  $p = 4$  für die Eingangsnichtlinearitäten der DKL und VTG für einen konstanten Betriebspunkt  $n_M = 2000$  1/min und  $u_E = 20$  mg/Hub.

Der Verlauf der statischen Kennlinie variiert in Abhängigkeit der aktuellen Drehzahl und Einspritzmenge des Motors, was in Abbildung 4.14 zu erkennen ist. In dieser Abbildung sind die identifizierten Kennlinien aus vier unterschiedlichen konstanten Betriebspunkten des Versuchsmotors dargestellt.



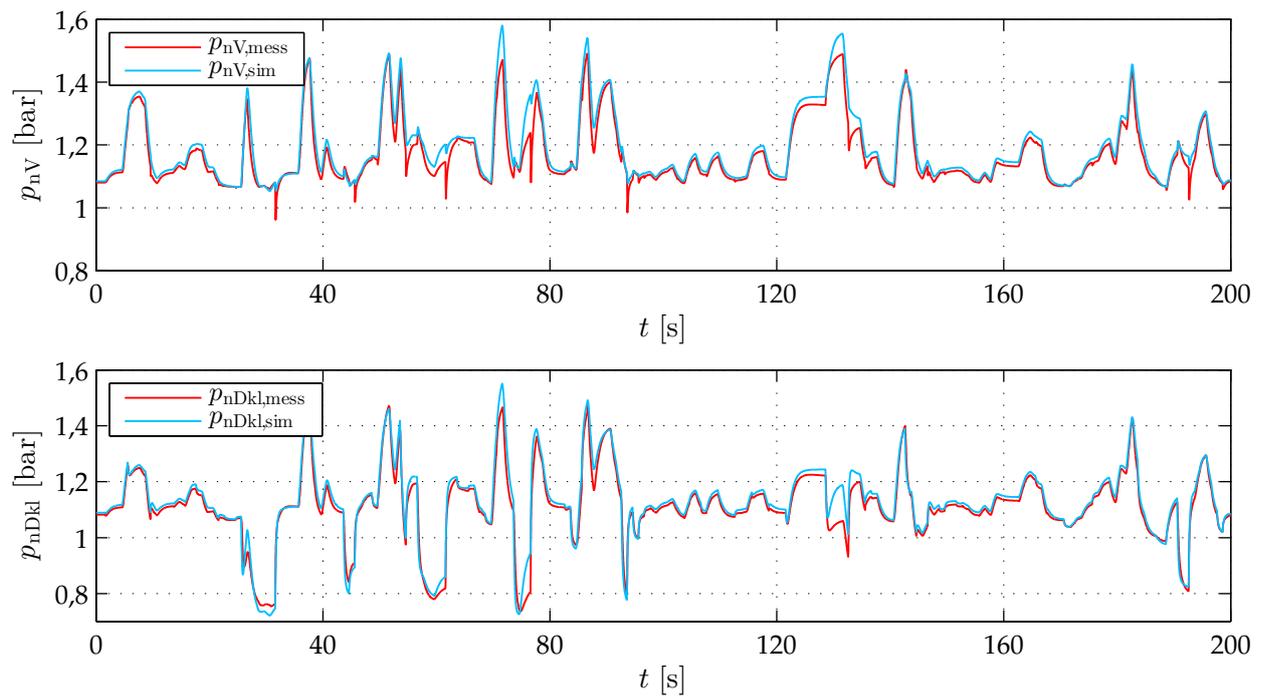
**Abbildung 4.13:** Rückrechnung der Eingangswerte des linearen Modells (rot) und die daraus, durch lineare Optimierung, bestimmte statische Eingangsnichtlinearität (schwarz)



**Abbildung 4.14:** Vergleich der Eingangsnichtlinearität für vier Betriebspunkte:  
 BP1 ( $n_M = 2000$  1/min,  $u_E = 20$  mg/Hub); BP2 ( $n_M = 2000$  1/min,  $u_E = 10$  mg/Hub);  
 BP3 ( $n_M = 1500$  1/min,  $u_E = 20$  mg/Hub); BP4 ( $n_M = 1500$  1/min,  $u_E = 10$  mg/Hub)

### 4.4.3 Identifikationsergebnisse

Zur Beurteilung der identifizierten Hammerstein-Modelle wird die Messung zu Beginn des Abschnitts 4.4 zur Darstellung der Problematik bei großen Auslenkungen um den Mittelwert als Vergleich herangezogen. Die Anregung des Modells ist in Abbildung 4.9 zu sehen. Das Hammerstein-Modell führt zu den in Abbildung 4.15 dargestellten Ergebnissen. Hieraus ist im Vergleich zu Abbildung 4.8 eine erhebliche Verbesserung der Modellgenauigkeit zu erkennen. Diese Erhöhung der Modellgenauigkeit ist auch im mittleren absoluten Fehler zu erkennen, der ohne statische Eingangsnichtlinearität  $e_{\text{mabs,nV}} = 0,067$  bar bzw.  $e_{\text{mabs,nDkl}} = 0,057$  bar und mit statischer Eingangsnichtlinearität  $e_{\text{mabs,nV}} = 0,024$  bar bzw.  $e_{\text{mabs,nDkl}} = 0,021$  bar beträgt. Zusätzlich erhöht sich der Wert des Bestimmtheitsmaßes von  $R_{\text{nV}}^2 = 0,62$  bzw.  $R_{\text{nDkl}}^2 = 0,70$  auf  $R_{\text{nV}}^2 = 0,95$  und  $R_{\text{nDkl}}^2 = 0,96$ . Die teilweise erkennbaren dynamischen bzw. geringen statischen Abweichungen zwischen gemessener und simulierter Ausgangsgröße sind sowohl auf die Einfachheit des linearen Modells als auch auf die Ungenauigkeiten bei der Identifikation der Eingangskennlinie zurückzuführen.



**Abbildung 4.15:** Vergleich gemessener und simulierter Verlauf des Hammerstein-Modells mit statischer Eingangsnichtlinearität für DKL und VTG für einen konstanten Betriebspunkt ( $n_M = 2000$  1/min,  $u_E = 20$  mg/Hub)

## Kapitel 5

# Entkopplungsregelkreis zur Regelung von Lade- und Saugrohrdruck

Wie in der Darstellung des Standes der Technik aus Abschnitt 1.1 bereits erwähnt, werden die Drücke im Luftpfad im Serienbetrieb über Eingrößenregelungen mit kennfeldabhängigen Reglerparametern geregelt. Mit dieser Regelstruktur lassen sich SISO-Systeme (**S**ingle **I**nput **S**ingle **O**utput) und MIMO-Systeme (**M**ultiple **I**nput **M**ultiple **O**utput) mit schwacher Kopplung zwischen den Teilsystemen auf eine einfache und vor allem überschaubare Art regeln. Im Luftpfad kann jedoch von keiner schwachen Kopplung ausgegangen und diese vernachlässigt werden, was an den Modellzusammenhängen und den Ergebnissen der nichtlinearen Modellbildung (Abschnitt 3) sichtbar wird. Diese Gegebenheit führt zu der Maßnahme der Verlangsamung bzw. Verzögerung einzelner Regelkreise in der bestehenden Regelstruktur des Luftpfads, um so ein etwaiges Auftreten von Schwingungen der einzelnen Regelkreise oder große Überschwinger in den zu regelnden Größen zu vermeiden. Das Einstellen der Trägheiten und Verzögerungen der Regelkreise erfolgt weitgehend heuristisch und führt zwangsläufig zu einer langsameren Einregelung der Istgröße und in der Regel zu einer schlechteren Regelgüte als primär gewünscht. Eine direkte Berücksichtigung der Kopplung bzw. das Einbeziehen des Gesamtsystems beim Entwurf des Reglers kann die eben aufgeführten Nachteile der Eingrößenregelung vermeiden. Die zusätzliche Tatsache der Nichtlinearität des Systems Luftpfad und der damit verbundenen Forderung nach einer nichtlinearen Regelung wird in der vorliegenden Arbeit durch die Invertierung der statischen Nichtlinearitäten der Hammerstein-Modelle am Ausgang des linearen Mehrgrößenreglers umgangen, siehe Abschnitt 5.3. Auf diese Weise kann auf die ausführliche Theorie der linearen Mehrgrößenregelung [KW82], [Lu06], [Un09] zurückgegriffen werden. Im folgenden Abschnitt soll daher ein theoretischer Überblick über die Grundlagen der linearen Mehrgrößenregelung gegeben werden. Da die neue Regelung des Luftpfads, in gleicher Weise wie die bereits bestehende Serienregelung, in digitaler Form auf dem Steuergerät implementiert werden soll und auch die Modelle in zeitdiskreter Form zur

Verfügung stehen, werden alle nachgehenden Betrachtungen an zeitdiskreten Modellen durchgeführt.

Die Forderung nach stationärer Genauigkeit im Falle von Modellungenauigkeiten und Störungen führt zur erweiterten Regelstruktur mit je einem PIDT1-Regler pro Regelgröße. Zusätzlich wird die Zielsetzung der Applizierbarkeit durch Einführung eines linearen Systems zur Vorgabe einer Sollwerttrajektorie erreicht. Die Erweiterungen der Regelstruktur werden in den Abschnitten 5.3.1, 5.3.2 und 5.3.3 erörtert. Die abschließenden Testzyklen der entworfenen Regelstruktur sind im weiteren Verlauf des Kapitels sowohl simulativ als auch im Realbetrieb des Motors dargestellt. Zur Vervollständigung der Erprobung des neuen Regelungskonzepts wird der Vergleich mit der Serienregelung am Ende des Kapitels herangezogen.

## 5.1 Grundlagen der Mehrgrößenregelung

Die Entwurfsprinzipien linearer Mehrgrößenregler basieren meist auf der Zustandsraumdarstellung (Gleichung 4.3) des linearen zeitdiskreten MIMO-Systems mit der Systemmatrix  $\mathbf{A}^{(n \times n)}$ , der Eingangsmatrix  $\mathbf{B}^{(n \times m)}$ , der Ausgangsmatrix  $\mathbf{C}^{(r \times n)}$  und der Durchgangsmatrix  $\mathbf{D}^{(r \times m)}$ . Im Großteil der technischen Systeme, wie im Fall des in Abschnitt 4 identifizierten Modells, findet kein direkter Durchgriff von Eingangsgröße zur Ausgangsgröße statt; somit folgt  $\mathbf{D} = \mathbf{0}$  und für die Zustandsbeschreibung des linearen Systems

$$\begin{aligned} \mathbf{x}(k+1) &= \mathbf{A}\mathbf{x}(k) + \mathbf{B}\mathbf{u}(k), \\ \mathbf{y}(k) &= \mathbf{C}\mathbf{x}(k). \end{aligned} \tag{5.1}$$

### 5.1.1 Systemeigenschaften

Im Zusammenhang mit beobachterbasierten Reglern (vgl. Abschnitt 5.1.2) werden von linearen Systemen die Eigenschaften der Steuerbarkeit und die der Beobachtbarkeit gefordert. Ein System (Gleichung 5.1) heißt hierbei **vollständig steuerbar**, wenn sich das System in endlicher Zeit durch die Wahl einer bestimmten Eingangsfolge  $\mathbf{u}(k)$  aus einem beliebigen Anfangszustand heraus in einen beliebig vorgegebenen Endzustand überführen lässt. Ein auf den amerikanischen Mathematiker RUDOLF EMIL KALMAN zurückgeführtes Steuerbarkeitskriterium besagt, dass ein System genau dann vollständig steuerbar ist, wenn die zugehörige Steuerbarkeitsmatrix

$$\mathbf{S}_s^{(n \times nm)} = \begin{bmatrix} \mathbf{B} & \mathbf{A}\mathbf{B} & \mathbf{A}^2\mathbf{B} & \dots & \mathbf{A}^{n-1}\mathbf{B} \end{bmatrix} \tag{5.2}$$

den Rang  $n$  hat [Lu06]. Mehrgrößenregler auf dem Prinzip der Zustandsvektorrückführung benötigen die Zustände des Systems, die oftmals nicht vollständig oder mit großem Aufwand messbar sind. So werden diese aus den gemessenen Eingangsgrößen und den gemessenen Ausgangsgrößen geschätzt (siehe ebenfalls Abschnitt 5.1.2), was die Forderung der Beobachtbarkeit nach sich zieht. Ein System (Gleichung 5.1) heißt hierbei **vollständig beobachtbar**, wenn sich der Anfangszustand des Systems aus den gemessenen Werten der Eingangswerte  $\mathbf{u}(k)$  und der Ausgangswerte  $\mathbf{y}(k)$  in einem endlichen Zeitintervall bestimmen lässt. Ein wiederum auf KALMAN zurückgeführtes Beobachtbarkeitskriterium bezeichnet ein System als vollständig beobachtbar, wenn der Rang der zugehörigen Beobachtbarkeitsmatrix

$$\mathbf{Q}^{(rn \times n)} = \begin{bmatrix} \mathbf{C} \\ \mathbf{CA} \\ \mathbf{CA}^2 \\ \vdots \\ \mathbf{CA}^{(n-1)} \end{bmatrix} \quad (5.3)$$

ebenfalls den Wert  $n$  besitzt [Lu06].

### 5.1.2 Beobachterbasierte Regelung mittels Zustandsrückführung

Die Regelstruktur eines Zustandsreglers mit Führungsgrößenumschaltung ist in Abbildung 5.1 dargestellt. Die Zustände des Systems werden über die Reglermatrix  $\mathbf{K}^{m \times n}$  auf den Eingang des Systems zurückgeführt und verändern so das dynamische Verhalten des Systems. Zur Einstellung der stationären Verstärkung wird der Regelkreis um das Vorfilter<sup>12</sup>  $\mathbf{V}^{m \times r}$  erweitert. Die vorgegebenen Sollgrößen werden im Vektor  $\mathbf{w}^{r \times 1}$  zusammengefasst.

Das Stellgesetz des Mehrgrößenreglers lässt sich somit aus dem Zusammenhang

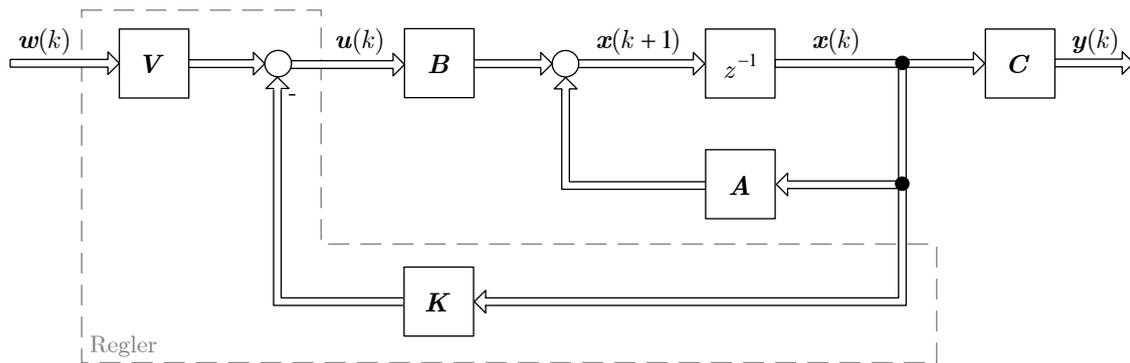
$$\mathbf{u} = -\mathbf{K}\mathbf{x}(k) + \mathbf{V}\mathbf{w}(k) \quad (5.4)$$

berechnen. Die Beschreibung des geregelten Systems im Zustandsraum

$$\begin{aligned} \mathbf{x}(k+1) &= (\mathbf{A} - \mathbf{BK})\mathbf{x}(k) + \mathbf{BV}\mathbf{w}(k) \\ \mathbf{y}(k) &= \mathbf{C}\mathbf{x}(k) \end{aligned} \quad (5.5)$$

folgt aus den Gleichungen 5.1 und 5.4. Der geschlossene Regelkreis ist somit stabil, wenn die Matrix  $(\mathbf{A} - \mathbf{BK})$  stabil ist und somit deren Eigenwerte innerhalb des Einheitskreises liegen.

<sup>12</sup>Das Vorfilter bezeichnet keinen Filter im Sinne der Regelungs- und Systemtechnik, sondern ist Bezeichnung für die zeitinvariante Verstärkungsmatrix in der Struktur der Mehrgrößenregelung.



**Abbildung 5.1:** Zeitdiskreter Zustandsregler mit konstanter Zustandsrückführung und Vorfilter

Zur Berechnung des Stellsignals mittels Zustandsreglers durch Gleichung 5.4 werden alle Zustandsgrößen des Systems benötigt. Da in einem realen System meist nicht alle Zustandsgrößen messbar sind oder bei einem durch Black-Box-Modelle dargestellten System (vgl. Abschnitt 4) keinerlei physikalische Information über die Zustandsgrößen vorliegt, müssen diese aus den messbaren Ein- und Ausgängen des Systems rekonstruiert werden. Der rekonstruierte Zustandsvektor  $\hat{\boldsymbol{x}}$  konvergiert für deterministische Signale durch den in [Lu71] vorgestellten Beobachter, dem sogenannten LUENBERGER-Beobachter, im Falle  $k \rightarrow \infty$  gegen den wahren Wert  $\boldsymbol{x}$  [Un09]. Es gilt folglich für die Abweichung  $\boldsymbol{e}_{\text{beo}}$  zwischen wahren und geschätztem Wert

$$\lim_{k \rightarrow \infty} \boldsymbol{e}_{\text{beo}}(k) = \lim_{k \rightarrow \infty} (\boldsymbol{x}(k) - \hat{\boldsymbol{x}}(k)) = \mathbf{0}, \quad (5.6)$$

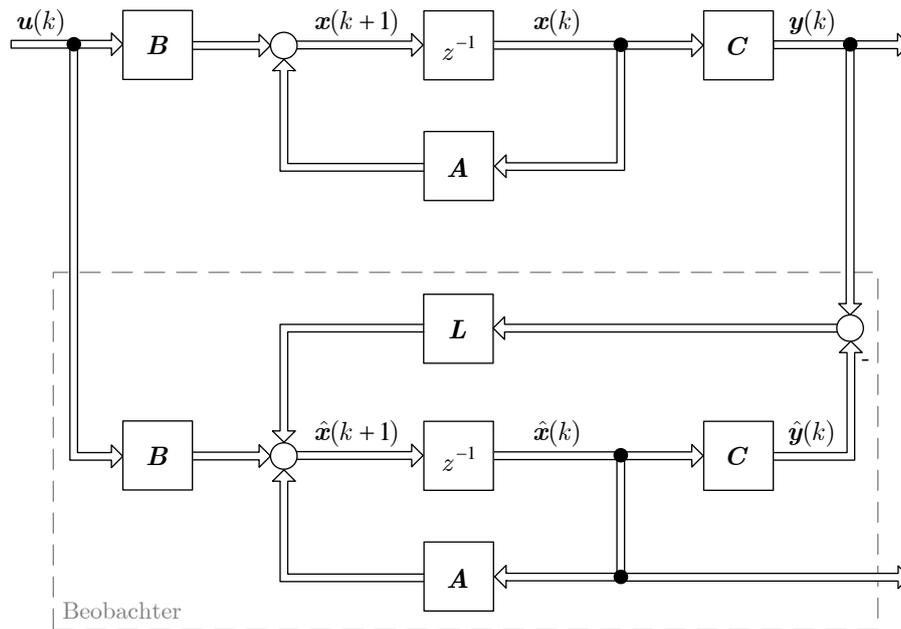
wenn alle Eigenwerte des Beobachters innerhalb des Einheitskreises liegen. Zur Rekonstruktion des Zustandsvektors wird ein Modell der Strecke simultan zum realen System gerechnet. Eingangsgrößen des Beobachters sind wie im realen System die Stellgröße  $\boldsymbol{u}$  und zusätzlich die Ausgangsgröße  $\boldsymbol{y}$  des realen Systems, siehe Abbildung 5.2.

Ähnlich der Struktur des Zustandsreglers wird durch Rückführung der Differenz zwischen gemessener Ausgangsgröße  $\boldsymbol{y}$  und geschätzter Ausgangsgröße  $\hat{\boldsymbol{y}}$  über die Beobachtermatrix  $\boldsymbol{L}^{n \times m}$  ein Stellsignal berechnet, um so den Beobachterfehler zu reduzieren, was zur Differenzgleichung

$$\hat{\boldsymbol{x}}(k+1) = \boldsymbol{A}\hat{\boldsymbol{x}}(k) + \boldsymbol{B}\boldsymbol{u}(k) + \boldsymbol{L}(\boldsymbol{y}(k) - \hat{\boldsymbol{y}}(k)) \quad (5.7)$$

des Beobachters führt. Durch die identische Ausgangsmatrix  $\boldsymbol{C}$  des im Beobachter hinterlegten Modells und des realen Systems folgt die Beschreibung des Beobachters im Zustandsraum

$$\begin{aligned} \hat{\boldsymbol{x}}(k+1) &= (\boldsymbol{A} - \boldsymbol{L}\boldsymbol{C})\hat{\boldsymbol{x}}(k) + \boldsymbol{B}\boldsymbol{u}(k) + \boldsymbol{L}\boldsymbol{y}(k), \\ \hat{\boldsymbol{x}}(k) &= \boldsymbol{I}\hat{\boldsymbol{x}}(k) \end{aligned} \quad (5.8)$$



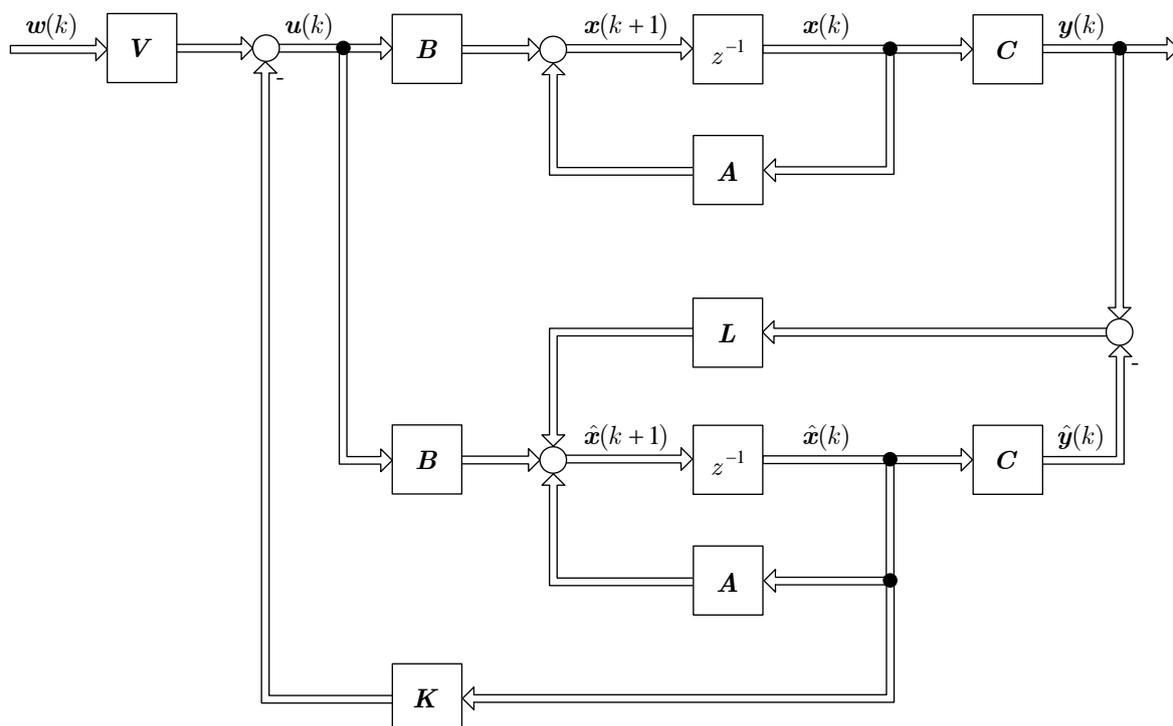
**Abbildung 5.2:** Zustandsbeobachter eines linearen zeitdiskreten Mehrgrößensystems

mit der gemessenen Ausgangsgröße  $\mathbf{y}$  und der Stellgröße  $\mathbf{u}$  als Eingang sowie dem geschätzten Zustand  $\hat{\mathbf{x}}$  als Ausgang des Beobachters. Der Beobachter ist somit stabil und die Fehler konvergieren gegen null (vgl. Gleichung 5.6), wenn die Matrix  $(\mathbf{A} - \mathbf{LC})$  stabil und somit die Eigenwerte innerhalb des Einheitskreises liegen. Die Eigenwerte dieser Matrix können durch die Wahl von  $\mathbf{L}$  beliebig verschoben werden, wenn das System die Eigenschaft der vollständigen Beobachtbarkeit (Abschnitt 5.1.1) erfüllt [Un09]. Zusätzlich kann bei vollständiger Beobachtbarkeit des Systems die transponierte Matrix  $\mathbf{L}^T$  mit den bekannten Entwurfsverfahren der Zustandsregelungen, mit dem Matrizenpaar  $(\mathbf{A}^T, \mathbf{C}^T)$  anstelle von  $(\mathbf{A}, \mathbf{B})$ , bestimmt werden [Lu06].

Die Kombination des Zustandsreglers und des Beobachters führt zu der in Abbildung 5.3 dargestellten Regelstruktur eines beobachterbasierten Zustandsreglers. Gleichungen 5.4 und 5.8 führen zur Zustandsraumdarstellung

$$\begin{aligned}\hat{\mathbf{x}}(k+1) &= (\mathbf{A} - \mathbf{LC} - \mathbf{BK})\hat{\mathbf{x}}(k) + \mathbf{BV}\mathbf{w}(k) + \mathbf{Ly}(k) \\ \mathbf{u}(k) &= -\mathbf{K}\hat{\mathbf{x}}(k) + \mathbf{V}\mathbf{w}(k)\end{aligned}\tag{5.9}$$

des beobachterbasierten Zustandsreglers mit den Eingangsgrößen  $\mathbf{w}$  und  $\mathbf{y}$  sowie der Stellgröße  $\mathbf{u}$  als Ausgangsgröße des Reglers. Die Stabilität des Reglers wird hier durch die Eigenwerte der Matrix  $(\mathbf{A} - \mathbf{LC} - \mathbf{BK})$ , die zur Stabilität innerhalb des Einheitskreises liegen müssen, festgelegt. Die Stabilität des geschlossenen Regelkreises, bestehend aus beobachterbasiertem



**Abbildung 5.3:** Beobachterbasierter zeitdiskreter Zustandsregler eines linearen zeitdiskreten Mehrgrößensystems

Zustandsregler und Realsystem ist, wie oben beschrieben, aufgrund des Separationstheorems durch die getrennte Untersuchung der Stabilität des Beobachters und des Zustandsreglers gegeben [Lu06]. Das Separationstheorem ermöglicht somit den getrennten Entwurf von Zustandsrückführung und Beobachter.

## 5.2 Lineare Entkopplungsregelung im Zustandsraum

Im Bereich der Luftpfadregelung hat, wie oben beschrieben, die Veränderung eines Sollwerts aufgrund der bestehenden Querkopplungen im System Auswirkungen auf mehrere Größen des Luftpfads. So beeinflusst im speziellen Fall der Lade- und Saugrohrdruckregelung eine Veränderung des Saugrohrdrucksollwerts sowohl den Saugrohrdruck als auch den stromaufwärts der Drosselklappe wirkenden Ladedruck. Aus dem Istzustand der Serienregelung resultiert der Wunsch, mit der Vorgabe eines Sollwerts nur die entsprechende Istgröße zu beeinflussen. Die sogenannte Entkopplungsregelung hat das Ziel, dieses Verhalten zu erreichen. Der Entwurf der Regelung soll im Folgenden allgemein beschrieben werden, um diesen im Anschluss auf den Fall der Regelung des Lade- und Saugrohrdrucks anzuwenden.

Wie eben beschrieben, wird beim Entwurf der Entkopplungsregelung das Ziel verfolgt, mit der  $i$ -ten Sollgröße im Vektor  $\mathbf{w}$  nur die  $i$ -te Größe des Vektors  $\mathbf{y}$  zu beeinflussen, die im direkten Zusammenhang mit der Sollgröße steht. Dies bedeutet im  $z$ -Bereich, dass die Übertragungsmatrix

$$\mathbf{G}_{\text{wy}}(z) = \frac{\mathbf{Y}(z)}{\mathbf{W}(z)}, \quad (5.10)$$

die das Übertragungsverhalten der  $z$ -transformierten Sollgröße  $\mathbf{W}(z)$  zur  $z$ -transformierten Ausgangsgröße  $\mathbf{Y}(z)$  beschreibt, ausschließlich Diagonalelemente

$$\mathbf{G}_{\text{wy}}(z) = \begin{bmatrix} G_{11}(z) & 0 & \cdots & 0 \\ 0 & G_{22}(z) & \ddots & \vdots \\ \vdots & \ddots & \ddots & 0 \\ 0 & \cdots & 0 & G_{rr}(z) \end{bmatrix} \quad (5.11)$$

aufweist. Ebenfalls im  $z$ -Bereich lässt sich die Übertragungsmatrix des geregelten Systems durch  $z$ -Transformation der Zustandsgleichung 5.5 in der Form

$$\mathbf{G}_{\text{wy}}(z) = \mathbf{C} (z\mathbf{I} - \mathbf{A} + \mathbf{BK})^{-1} \mathbf{BV} \quad (5.12)$$

mit den identischen Matrizen wie in Abschnitt 5.1.2 darstellen. Die Zustandsrückführung  $\mathbf{K}$  wird mit dem Ziel der Übereinstimmung der Übertragungsmatrix des geregelten Systems (Gleichung 5.12) mit der Diagonalmatrix (Gleichung 5.11) entworfen, wohingegen das Vorfilter  $\mathbf{V}$  die stationäre Genauigkeit der Regelung herstellt, siehe Abschnitt 5.2.2.

### 5.2.1 Entkoppelbarkeitsbedingung

In Abschnitt 5.1.2 bereits über die Matrizendimension definiert, ist eine Grundvoraussetzung der Entkopplungsregelung die gleiche Anzahl  $r$  an Sollgrößen  $\mathbf{w}$  und Ausgangsgrößen  $\mathbf{y}$ . Dies wird insbesondere an der Forderung nach einer Diagonalmatrix, Gleichung 5.11, deutlich. Neben dieser Forderung wird in [FW67] und [RL88] je ein Kriterium definiert, mit dem eine Aussage darüber getroffen werden kann, ob das vorliegende System durch die Existenz einer Zustandsrückführung und eines Vorfilters entkoppelt werden kann. Beide Kriterien sind ineinander überführbar und somit wird in dieser Arbeit ausschließlich das Kriterium von ROP-PENECKER und LOHMANN [RL88] verwendet.

Vor der Auseinandersetzung mit dem Kriterium muss zunächst der Begriff der Differenzordnung eines Systems erläutert werden. Die Differenzordnung  $\delta_i$  gibt an, ab welchem Zeitschritt eine Änderung der Stellgröße den  $i$ -ten Ausgang  $y_i$  direkt beeinflusst. So wird jeder  $i$ -te Ausgang durch

$$y_i(k) = \mathbf{c}_i^T \mathbf{x}(k) \quad (5.13)$$

beschrieben mit  $\mathbf{c}_i^T$  als  $i$ -te Zeile der Ausgangsmatrix  $\mathbf{C}$ . Im darauffolgenden Zeitschritt bzw. dem übernächsten Zeitschritt folgt unter Zuhilfenahme der Zustandsbeschreibung des Reglers (Gleichung 5.5)

$$y_i(k+1) = \mathbf{c}_i^T \mathbf{x}(k+1) = \mathbf{c}_i^T (\mathbf{A} - \mathbf{BK}) \mathbf{x}(k) + \mathbf{c}_i^T \mathbf{B} \mathbf{V} \mathbf{w}(k) \quad (5.14)$$

$$y_i(k+2) = \mathbf{c}_i^T (\mathbf{A} - \mathbf{BK})^2 \mathbf{x}(k) + \mathbf{c}_i^T (\mathbf{A} - \mathbf{BK}) \mathbf{B} \mathbf{V} \mathbf{w}(k) + \mathbf{c}_i^T \mathbf{B} \mathbf{V} \mathbf{w}(k+1). \quad (5.15)$$

Hieraus ist ersichtlich, dass die Differenzordnung  $\delta_i$  bezüglich einer Ausgangsgröße  $y_i$  wie folgt definiert werden kann [Lu95]:

$$\mathbf{c}_i^T \mathbf{A}^{d-1} \mathbf{B} \begin{cases} \neq \mathbf{0}^T, & d = \delta_i \\ = \mathbf{0}^T, & d < \delta_i \end{cases}. \quad (5.16)$$

Die Summe der  $r$  Differenzordnungen, bezogen auf eine Ausgangsgröße, führt zur Differenzordnung

$$\delta = \sum_{i=1}^r \delta_i \quad (5.17)$$

des Systems. Laut [RL88] ist ein System entkoppelbar, wenn die Anzahl der invarianten Nullstellen  $N_\gamma$  des Systems gleich der Anzahl der Differenz aus Streckenordnung  $n$  und Differenzordnung  $\delta$

$$N_\gamma \stackrel{!}{=} n - \delta \quad (5.18)$$

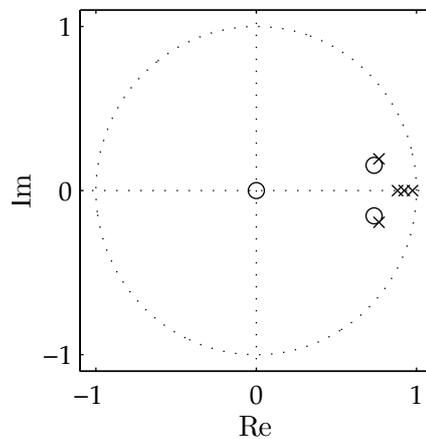
ist. Die Erfüllung von

$$\det \begin{bmatrix} \mathbf{A} - \gamma \mathbf{I} & \mathbf{B} \\ \mathbf{C} & \mathbf{0} \end{bmatrix} = 0 \quad (5.19)$$

führt zu den invarianten Nullstellen des Systems  $\gamma$  [Sv95]. Dies führt letztlich zur Anzahl der invarianten Nullstellen und somit zu einer Aussage über die Entkoppelbarkeit des linearen Systems  $(\mathbf{A}, \mathbf{B}, \mathbf{C})$ . Auf einen Beweis des Kriteriums soll in dieser Arbeit verzichtet werden, es sei vielmehr auf [RL88] und [Lo91a] verwiesen. Die Untersuchung der generellen Entkoppelbarkeit eines Systems nach Gleichung 5.18 führt zu keiner Aussage, ob sich das System durch eine Zustandsrückführung und ein Vorfilter stabil entkoppeln lässt. So ist ein System stabil entkoppelbar, wenn sich alle invarianten Nullstellen des Systems, die durch Gleichung 5.19 definiert sind, innerhalb des Einheitskreises befinden oder zu jeder außerhalb des Einheitskreises gelegenen Nullstelle  $\gamma_i$  ein Vektor  $\mathbf{q}^{(1 \times r)}$  existiert, der lediglich ein Nichtnullelement besitzt und aus der nichttrivialen Lösung des homogenen Gleichungssystems

$$[\mathbf{r}^T, \mathbf{q}^T] \begin{bmatrix} \mathbf{A} - \gamma_i \mathbf{I} & \mathbf{B} \\ \mathbf{C} & \mathbf{0} \end{bmatrix} = \mathbf{0}^T \quad (5.20)$$

resultiert [Lo91b]. Eine stabile Entkopplung ist ebenfalls möglich, wenn das System keine invarianten Nullstellen hat und somit keine Lösung von Gleichung 5.19 existiert. Erfüllt ein System die Entkoppelbarkeitsbedingung (Gleichung 5.18) nicht bzw. lässt sich das System nicht stabil entkoppeln, ist eine vollständige Entkopplung nur durch eine dynamische Zustandsrückführung möglich. Im Fall einer konstanten Zustandsrückführung muss auf Ansätze zur teilweisen Entkopplung zurückgegriffen werden. Liegt eine invariante Nullstelle in der Nähe des Ursprungs, würde der Entwurf einer vollständigen Entkopplung zu großen Stellamplituden führen, weshalb auch hier die Entwurfsprinzipien der teilweisen Entkopplung angewendet werden [Lo91a]. Dies trifft auf das in Abschnitt 4 identifizierte lineare Modell des Luftpfads zu, wie im Pol-Nullstellen-Diagramm aus Abbildung 5.4 zu erkennen ist.



**Abbildung 5.4:** Pol-Nullstellen-Diagramm des linearen Mehrgrößensystems mit den Eingangsgrößen DKL und VTG und den Ausgangsgrößen Ladedruck und Saugrohrdruck

### 5.2.2 Entwurf der teilweisen Entkopplung von Mehrgrößensystemen

Wie im vorherigen Abschnitt erwähnt, kann bei der Entkopplung des Luftpfads aus Abschnitt 4 aufgrund der Lage der Nullstellen keine vollständige Entkopplung erreicht werden. Aus diesem Grund wird in dieser Arbeit auf das Modell die Methodik der teilweisen Entkopplung angewendet. Der Entwurf der teilweisen Entkopplung soll auf Basis von [Lo91a], [Lo91c] und [Lu95] in den nachfolgenden Ausführungen erläutert werden.

Die teilweise Entkopplung erlaubt die Verkopplung einer Ausgangsgröße mit allen Sollgrößen der Regelung. Alle weiteren Ausgangsgrößen werden, wie bei der vollständigen Entkopplung, ausschließlich von der zugehörigen Sollgröße beeinflusst. Die Übertragungsmatrix

$$\mathbf{G}_{wy}(z) = \begin{bmatrix} G_{11}(z) & 0 & \cdots & \cdots & 0 \\ \mathbf{0} & \ddots & \ddots & \cdots & \vdots \\ G_{j1}(z) & \cdots & G_{jj}(z) & \cdots & G_{jr}(z) \\ \mathbf{0} & \cdots & \mathbf{0} & \ddots & \mathbf{0} \\ 0 & \cdots & \cdots & 0 & G_{rr}(z) \end{bmatrix} \quad (5.21)$$

des geregelten Systems ist im Gegensatz zur vollständigen Entkopplung keine Diagonalmatrix (vgl. Gleichung 5.11). Die Verkopplung findet hier im  $j$ -ten Element statt. Die Diagonalelemente  $G_{ii}(z)$  werden als Übertragungsfunktionen mit konstantem Nenner in der Form

$$G_{ii}(z) = \frac{\prod_{\nu=1}^{\delta_i} (1 - \lambda_{i\nu})}{(z - \lambda_{i1}) \cdot \dots \cdot (z - \lambda_{i\delta_i})} \quad (5.22)$$

mit  $i = 1, \dots, r$  und  $i \neq j$  vorgegeben. Die Dynamikmatrix des geregelten Systems wird durch Transformieren in die Modalform<sup>13</sup>

$$\mathbf{A} - \mathbf{BK} = \mathbf{TA}^+\mathbf{T}^{-1} \quad (5.23)$$

in eine Diagonalmatrix  $\mathbf{A}^+$ , die die Regelungseigenwerte enthält, und die Matrix  $\mathbf{T}$ , die die  $n$  Regelungseigenvektoren  $\mathbf{v}_1, \dots, \mathbf{v}_n$  beinhaltet, zerlegt. Durch Einsetzen der Modalform in die Übertragungsfunktion des Regelkreises (Gleichung 5.12) führt dies zur Summenschreibweise

$$\mathbf{G}_{wy}(z) = \mathbf{CT} (z\mathbf{I} - \mathbf{A}^+)^{-1} \mathbf{T}^{-1} \mathbf{BV} = \sum_{\mu=1}^n \frac{\mathbf{Cv}_\mu \mathbf{w}_\mu^T \mathbf{BV}}{z - \lambda_\mu} \quad (5.24)$$

des Regelkreises. Der Vektor  $\mathbf{w}_\mu^T$  beinhaltet die Zeilen der Matrix  $\mathbf{T}^{-1}$ . Die Eigenwerte der Regelung werden durch  $\lambda_\mu$  gekennzeichnet. Zum Auftreten eines Regelungseigenwerts im gewünschten  $i$ -ten Element aus Matrix 5.21 muss die Matrix  $\mathbf{R}_\mu = \mathbf{Cv}_\mu \mathbf{w}_\mu^T \mathbf{BV}$  die Form

$$\mathbf{R}_{ik} = \begin{bmatrix} \mathbf{0} & & & \\ & r_{ik} & & \\ & \mathbf{0} & \mathbf{0} & \\ & r_{ji} & & \\ \mathbf{0} & & & \end{bmatrix} \quad (5.25)$$

aufweisen und somit an der  $i$ -ten Stelle und im Verkopplungselement ein Nichtnullelement mit dem skalaren Wert  $r_{ik}$  bzw.  $r_{ji}$  besitzen. Hiermit lässt sich die Matrix  $\mathbf{R}_{ik}$  als dyadisches Produkt<sup>14</sup>

$$\mathbf{R}_{ik} = \mathbf{Cv}_{ik} \mathbf{w}_{ik}^T \mathbf{BV} = \left( \mathbf{e}_i + \frac{r_{ji}}{r_{ik}} \mathbf{e}_j \right) \mathbf{e}_i^T r_{ik} \quad (5.26)$$

<sup>13</sup>Modalform wird in diesem Zusammenhang auch häufig als Jordan-Normalform bezeichnet.

<sup>14</sup>Ein dyadisches Produkt beschreibt ein Produkt zweier Vektoren mit dem Rang eins der Ergebnis-matrix.

mit den Einheitsvektoren  $\mathbf{e}_i$  und  $\mathbf{e}_j$  darstellen. Dies führt aufgrund der Unbestimmtheit des Betrages des Eigenvektors zu

$$\mathbf{C}\mathbf{v}_{ik} = \mathbf{e}_i + \frac{r_{ji}}{r_{ik}}\mathbf{e}_j \quad (5.27)$$

mit  $i = 1, \dots, r$ ;  $i \neq j$  und  $k = 1, \dots, \delta_i$ . Der Faktor  $r_{ji}/r_{ik}$  wird in der Entkopplungsregelung häufig als Verkopplungsfaktor oder Verkopplungszahl bezeichnet. Im  $j$ -ten Element existiert nur ein Nichtnullelement in der Matrix  $\mathbf{R}$  und somit wird die Verkopplungszahl zu null, womit Gleichung 5.27 für  $i = j$  in

$$\mathbf{C}\mathbf{v}_{jk} = \mathbf{e}_j \quad (5.28)$$

mit  $k = 1, \dots, (\delta_j + 1)$  übergeht. Da die Differenzordnung  $\delta$  stets kleiner oder gleich der Systemordnung  $n$  ist, bleiben ggf. noch  $(n - \delta + 1)$  Eigenwerte, die nicht in den Diagonalelementen aus Gleichung 5.22 auftreten. Dementsprechend werden diese nicht in den Gleichungen 5.27 und 5.28 berücksichtigt. Das Nichtauftreten der Eigenwerte in den Elementen der Übertragungsmatrix wird durch  $\mathbf{R} = \mathbf{0}$  zum Ausdruck gebracht, was durch Gleichung 5.26 zu

$$\mathbf{C}\mathbf{v}_\nu = \mathbf{0} \quad (5.29)$$

mit  $\nu = (\delta + 2), \dots, n$  führt.

Die Beziehung zwischen Eigenvektor und Eigenwerten eines Regelkreises ist durch

$$(\mathbf{A} - \mathbf{BK})\mathbf{v}_i = \lambda_i\mathbf{v}_i \quad (5.30)$$

definiert. Die Einführung des Parametervektors

$$\mathbf{p}_i^{(r \times 1)} = \mathbf{K}\mathbf{v}_i \quad (5.31)$$

führt zur Gleichung

$$\mathbf{v}_i = (\mathbf{A} - \lambda_i\mathbf{I})^{-1}\mathbf{B}\mathbf{p}_i. \quad (5.32)$$

Durch diese Vorgehensweise der vollständigen modalen Synthese folgt aus den beiden vorhergehenden Gleichungen

$$\mathbf{K} = [\mathbf{p}_1, \dots, \mathbf{p}_n] [(\mathbf{A} - \lambda_1\mathbf{I})^{-1}\mathbf{B}\mathbf{p}_1, \dots, (\mathbf{A} - \lambda_n\mathbf{I})^{-1}\mathbf{B}\mathbf{p}_n]^{-1} \quad (5.33)$$

für die Zustandsrückführung des Reglers. Die jeweiligen Parametervektoren  $\mathbf{p}_i$  und die Eigenvektoren  $\mathbf{v}_i$  werden, auf Basis der Gleichungen 5.27, 5.28, 5.29 und 5.32, durch die drei Vektorgleichungen

$$\begin{bmatrix} \mathbf{A} - \lambda_{ik}\mathbf{I} & \mathbf{B} \\ \mathbf{C} & \mathbf{0} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \mathbf{v}_{ik} \\ -\mathbf{p}_{ik} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \mathbf{0} \\ \mathbf{e}_i \end{bmatrix} + \frac{r_{ji}}{r_{ik}} \begin{bmatrix} \mathbf{0} \\ \mathbf{e}_j \end{bmatrix}, \quad \begin{array}{l} i = 1, \dots, r \\ i \neq j \\ k = 1, \dots, \delta_i \end{array} \quad (5.34)$$

$$\begin{bmatrix} \mathbf{A} - \lambda_{jk}\mathbf{I} & \mathbf{B} \\ \mathbf{C} & \mathbf{0} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \mathbf{v}_{jk} \\ -\mathbf{p}_{jk} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \mathbf{0} \\ \mathbf{e}_j \end{bmatrix}, \quad k = 1, \dots, (\delta_j + 1) \quad (5.35)$$

$$\begin{bmatrix} \mathbf{A} - \lambda_\nu\mathbf{I} & \mathbf{B} \\ \mathbf{C} & \mathbf{0} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \mathbf{v}_\nu \\ -\mathbf{p}_\nu \end{bmatrix} = \mathbf{0}, \quad \nu = (\delta + 2), \dots, n \quad (5.36)$$

bestimmt. Die Eigenwerte  $\lambda_{ik}$  und  $\lambda_{jk}$  können beim Entwurf des Entkopplungsreglers frei vorgegeben werden. Die Einschränkung besteht lediglich darin, dass diese verschieden und nicht identisch zu den invarianten Nullstellen des Systems sein dürfen. Zur nichttrivialen Lösung von Gleichung 5.36 darf die Matrix des Gleichungssystems keine Inverse besitzen und somit folgt für die Determinante

$$\det \begin{bmatrix} \mathbf{A} - \lambda_\nu\mathbf{I} & \mathbf{B} \\ \mathbf{C} & \mathbf{0} \end{bmatrix} = 0. \quad (5.37)$$

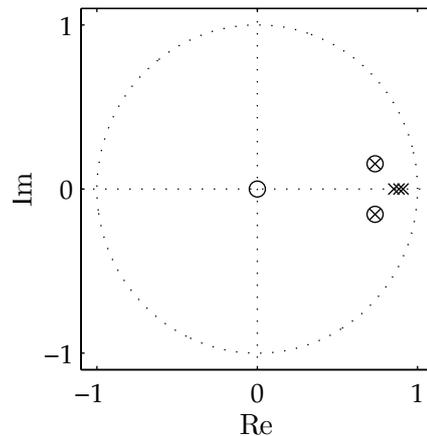
Diese Bedingung beschreibt, wie in Gleichung 5.19 definiert, die invarianten Nullstellen des Systems. Aus diesem Grund muss  $\lambda_\nu = \gamma$  für alle entkoppelbaren Nullstellen gewählt werden. Nichtentkoppelbare Nullstellen sind, wie in Abschnitt 5.2.1 angemerkt, jene Nullstellen, die außerhalb des Einheitskreises oder in der Nähe des Ursprungs liegen. Somit ergibt sich das in Abbildung 5.5 dargestellte Pol-Nullstellen-Diagramm des geschlossenen Regelkreises zur Regelung des Luftpfads. Es ist erkennbar, dass die entkoppelbaren Nullstellen des Systems (vgl. Abbildung 5.4) durch zusätzliche Pole belegt werden, lediglich die Nullstelle in der Nähe des Ursprungs bleibt im geschlossenen Regelkreis erhalten.

Die stationäre Genauigkeit wird über das Vorfilter  $\mathbf{V}$  eingestellt. Zu diesem Zweck wird die Übertragungsfunktion 5.12 herangezogen. Stationäre Genauigkeit stellt sich genau dann ein, wenn

$$\mathbf{G}_{wy}(1) = \mathbf{I} \quad (5.38)$$

gilt. Somit folgt für das Vorfilter

$$\mathbf{V} = [\mathbf{C}(\mathbf{I} - \mathbf{A} + \mathbf{BK})^{-1}\mathbf{B}]^{-1}. \quad (5.39)$$



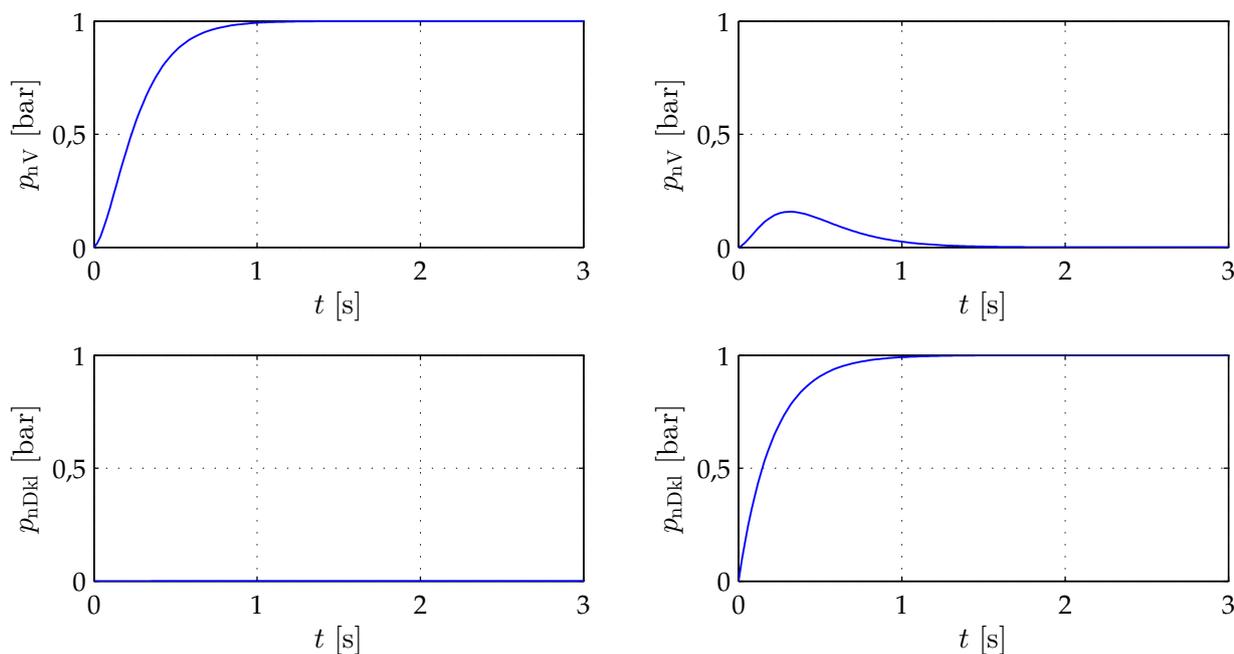
**Abbildung 5.5:** Pol-Nullstellen-Diagramm des geschlossenen Regelkreises bestehend aus Zustandsregler zur teilweisen Entkopplungsregelung und linearem Mehrgrößensystem des Luftsystems

In Anwendung auf das in Abschnitt 4 identifizierte lokale lineare Modell sind in Anhang A.3 die beteiligten Matrizen der teilweisen Entkopplungsregelung in numerischer Form angegeben und es ergibt sich der in Abbildung 5.6 dargestellte Verlauf des geregelten Systems auf eine sprunghafte Änderung der Sollgrößen. In den linken Diagrammen ist die Systemantwort auf einen Einheitssprung des Ladedrucksollwerts und in den rechten Diagrammen die Systemantwort auf einen Einheitssprung des Saugrohrdrucksollwerts dargestellt. Es ist erkennbar, dass das verkoppelte Element der Übertragungsmatrix  $\mathbf{G}_{wy}(z)$  aus Gleichung 5.21 das der Übertragungsfunktion  $g_{12}(z)$  ist. So hat eine Änderung des Ladedrucksollwerts keinen Einfluss auf den Istwert des Saugrohrdrucks. Im Gegensatz dazu beeinflusst eine Änderung der Sollgröße des Saugrohrdrucks auch den Ladedruck in geringer Weise.

Das Nichtdiagonalelement wird hier durch die freie Vorgabe der Kopplungszahl in Gleichung 5.34 beeinflusst. In dieser Arbeit wurde  $r_{ji}/r_{ik} = -4,7$  simulativ so bestimmt, dass der Ladedruck bei einer sprunghaften Änderung des Saugrohrdrucksollwerts um etwa 10%<sup>15</sup> ansteigt bzw. abfällt. So ist beispielsweise bei einer zeitgleichen positiven Druckanforderung von Lade- und Saugrohrdruck, wie es beim Beschleunigen des Fahrzeugs der Fall ist, ein schnelleres Einregeln des Ladedrucks zu erwarten. Simulativ ist dies in Abbildung 5.7 dargestellt. Es ist erkennbar, dass bei gleichzeitigem Anstieg der Sollwerte von Lade- und Saugrohrdruck der Ladedruck seinen Endwert bei  $r_{ji}/r_{ik} = -4,7$  schon 0,5 Sekunden früher erreicht als bei positiver<sup>16</sup> Kopplungszahl  $r_{ji}/r_{ik} = 4,7$ . Die Wahl der Verkopplungszahl kann aber auch im Hinblick auf verschiedene Gütefunktionale optimiert werden, was die Komplexität des Entwurfs erheb-

<sup>15</sup>Bezogen auf den stationären Endwert des Saugrohrdrucks

<sup>16</sup>Positive Kopplungszahl bedeutet ein umgekehrtes Verhalten der Übertragungsfunktion  $g_{12}(z)$  als bei Wahl einer negativen Kopplungszahl. Eine positive Änderung des Saugrohrdrucks hat so ein kurzzeitiges Abfallen des Ladedrucks zur Folge.



**Abbildung 5.6:** Sprungantworten des geschlossenen Regelkreises zur teilweisen Entkopplung der Regelkreise zur Lade- und Saugrohrdruckregelung auf Sollwertsprung des Ladedrucks (links) und Sollwertsprung des Saugrohrdrucks (rechts)

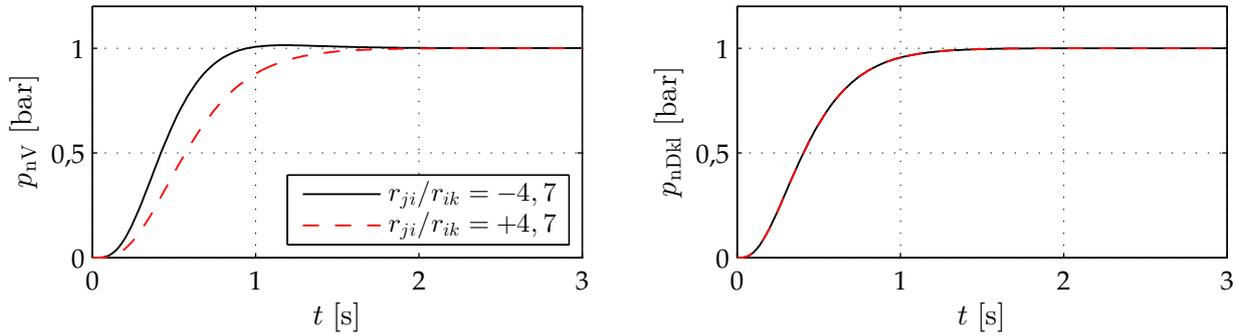
lich steigert. An dieser Stelle sei auf [Lo91a] verwiesen. Im Gegensatz zur Kopplungszahl darf die  $j$ -te Zeile, in der die Verkopplung auftritt, nicht frei gewählt werden. Vielmehr muss das  $j$ -te Element des Vektor  $\mathbf{q}^T$ , der sich aus der Vektorgleichung

$$\begin{bmatrix} \mathbf{r}^T & \mathbf{q}^T \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \mathbf{A} - \gamma \mathbf{I} & \mathbf{B} \\ \mathbf{C} & \mathbf{0} \end{bmatrix} = \mathbf{0}^T \quad (5.40)$$

bestimmen lässt, ungleich null sein. Die nichtentkoppelbare Nullstelle geht hier durch die Variable  $\gamma$  ein. Ausschließlich die Erfüllung des Kriteriums erreicht eine teilweise Entkopplung mit der Rückführmatrix  $\mathbf{K}$  und Vorfilter  $\mathbf{V}$ .

### 5.2.3 Beobachterentwurf

Der Entwurf des Zustandsbeobachters erfolgt mit Hilfe des Separationstheorems unabhängig vom Entkopplungsregler, vgl. Abschnitt 5.1.2. Die hierbei vorzugebenden  $n$  Pole des Beobachters können innerhalb des Einheitskreises frei vorgegeben werden. Die Pole sollten jedoch betragsmäßig kleiner als die Pole des entworfenen Reglers sein. So wird ein schnelles Abklingen des Fehlers gewährleistet [Lu06]. Dies kann bei zu großer Wahl der Beobachterverstärkung  $\mathbf{L}$  zu einer hohen Sensitivität gegenüber dem auftretenden Messrauschen führen.



**Abbildung 5.7:** Vergleich von positivem und negativem Kopplungsfaktor anhand zeitgleicher sprunghafter Sollwertänderung des Lade- und Saugrohrdrucks

In dieser Arbeit wird die Beobacherverstärkung über die Entwurfsprinzipien des stationären KALMAN-Filters entworfen. Die Beobacherverstärkung des stationären KALMAN-Filters

$$L = AP_r C^T (R + CP_r C^T)^{-1} \quad (5.41)$$

wird in Abhängigkeit der Ausgangsmatrix  $C$  und der Kovarianzmatrix des Messrauschens  $R^{r \times r}$  bestimmt. Diese Berechnung ist auf die Tatsache zurückzuführen, dass die Matrix  $P_r^{n \times n}$  für den Fall  $k \rightarrow \infty$  einen konstanten positiv definiten Wert annimmt, falls das vorliegende System  $(A, B, C)$  steuerbar und beobachtbar ist [Lu95]. Die Matrix  $P_r$  lässt sich so aus der algebraischen Matrix-Riccati-Gleichung

$$P_r = AP_r A^T - AP_r C^T (CP_r C^T + R)^{-1} CP_r A^T + Q_r \quad (5.42)$$

mit der Kovarianzmatrix des Prozessrauschens  $Q_r^{n \times n}$  bestimmen. Das Filter kann so in dessen Startphase nicht mehr als optimal angesehen werden, was aber unter dem Gesichtspunkt der meist unbekanntesten statistischen Eigenschaften des Mess- und Prozessrauschens ohnehin schwierig zu erreichen ist [Bo11]. Die zugehörigen Kovarianzen  $Q_r$  und  $R$  werden überwiegend als Diagonalmatrizen festgelegt. Eine Bestimmung der Kovarianz des Messrauschens ist aus Messungen des Sensorrauschens bestimmbar und wird in dieser Arbeit mit

$$R^{(2 \times 2)} = \begin{bmatrix} 0,01 & 0 \\ 0 & 0,01 \end{bmatrix} \quad (5.43)$$

aus Prüfstandsmessdaten errechnet. Die Parametrierung der Kovarianzmatrix des Prozessrauschens erfolgt hingegen in parallelen Entwurfsschritten auf Basis von Simulationsdaten am Luftsystemmodell und von Versuchsdaten am Prüfstandsmotor.

Die Matrix

$$\mathbf{Q}_r^{(5 \times 5)} = \begin{bmatrix} 0,0045 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0,0045 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0,0045 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0,0045 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0,0045 \end{bmatrix} \quad (5.44)$$

führt so zu einem guten Abklingverhalten des Schätzfehlers. In Abbildung 5.8 sind die zugehörigen Polstellen des durch Gleichung 5.8 beschriebenen Beobachters mit der Beobachterverstärkung  $\mathbf{L}$  aus Gleichung 5.2.3 mit den zugehörigen Kovarianzmatrizen der Gleichungen 5.43 und 5.44 dargestellt.

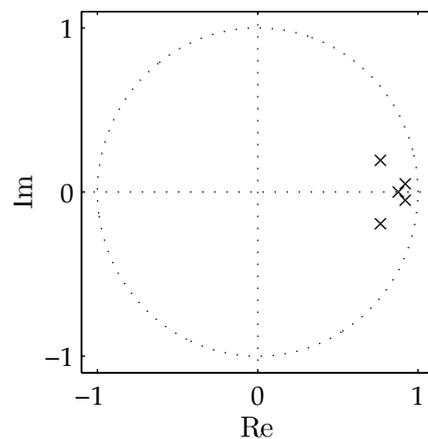


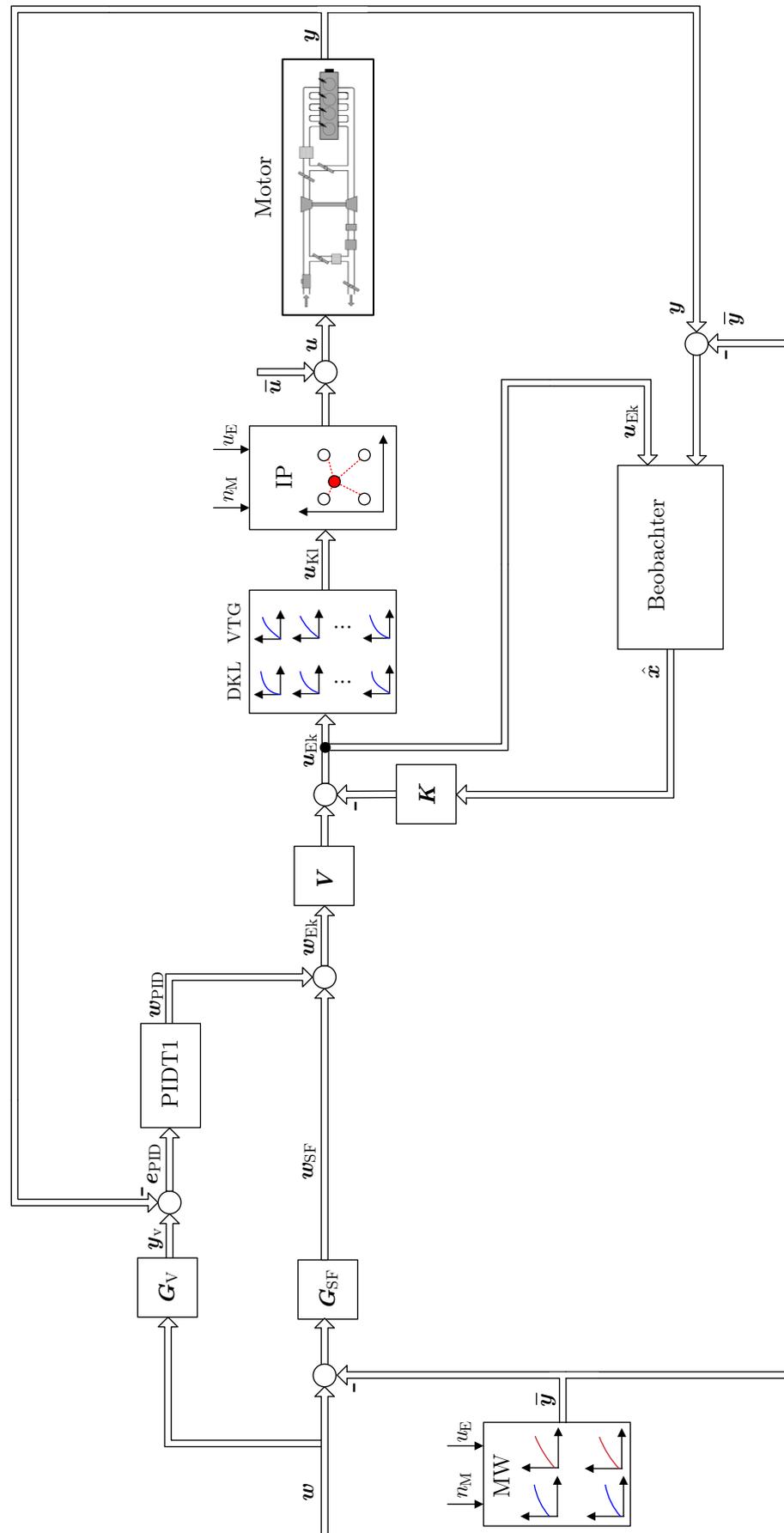
Abbildung 5.8: Polstellen des Beobachters

### 5.3 Regelkreis

Der vollständige neue Regelkreis zur Lade- und Saugrohrdruckregelung ist in Abbildung 5.9 dargestellt. Der Regelkreis, bestehend aus Entkopplungsregler und Beobachter, vgl. Abbildung 5.3, wird um zwei PIDT1-Regler und einer Formung des Sollwerts erweitert. Die Ausgänge der Regler  $\mathbf{w}_{\text{PID}}$  und der durch  $\mathbf{G}_{\text{SF}}$  geformte Sollwert  $\mathbf{w}_{\text{SF}}$  bilden einen additiven Sollwert  $\mathbf{w}_{\text{Ek}}$ . Dieser Sollwert ist Eingangsgröße des in Abschnitt 5.2.2 entworfenen Entkopplungsreglers für eine teilweise Entkopplung. Der Block der Sollwertformung sorgt für die gezielte Beeinflussung des Sollwerts. Die Argumente für eine solche Sollwertformung und die softwareseitige Umsetzung wird in Abschnitt 5.3.1 dargelegt.

Die linearen PIDT1-Regler sollen Modellunsicherheiten und auftretende Störungen kompensieren. Zu diesem Zweck wird den Reglern die Regeldifferenz

$$\mathbf{e}_{\text{PID}} = \mathbf{y}_v - \mathbf{y} \quad (5.45)$$



**Abbildung 5.9:** Vollständiger Regelkreis zur Regelung des Lade- und Saugrohrdrucks mittels DKL und VTG

zwischen den Ausgangsgrößen  $\mathbf{y}_v$  des linearen Mehrgrößensystems  $\mathbf{G}_V(z)$  und den gemessenen Ausgangsgrößen  $\mathbf{y}$  des Motors zugeführt. Das Wunschmodell  $\mathbf{G}_v$ ,

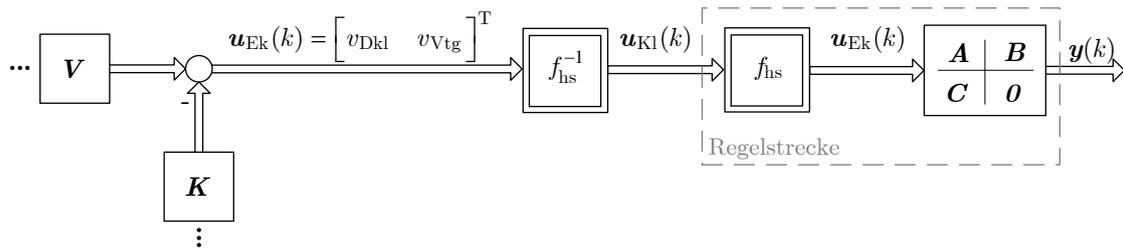
$$\mathbf{G}_v = \mathbf{G}_{\text{SF}} \mathbf{G}_{\text{EK}}, \quad (5.46)$$

setzt sich aus der Modellbeschreibung der Sollwertformung mit der Übertragungsmatrix  $\mathbf{G}_{\text{SF}}^{(r \times r)}$  und der Modellbeschreibung des Entkopplungsreglers mit der Übertragungsmatrix  $\mathbf{G}_{\text{EK}}^{(r \times r)}$  aus Gleichung 5.21 zusammen. So greift der PIDT1-Regler genau dann ein, wenn die teilweise Entkopplung nicht in optimaler Weise funktioniert. Die PIDT1-Regler verändern daraufhin den Sollwert der Entkopplungsregelung  $\mathbf{w}_{\text{EK}}$ . Die enthaltenen Integralanteile der linearen Regler sorgen für stationäre Genauigkeit der Regelgrößen. Der Entwurf der Regelparameter und der Aufbau der Regler werden in Abschnitt 5.3.2 erläutert.

Zum Entwurf des Entkopplungsreglers und des Beobachters wird das in Kapitel 4 identifizierte lineare Modell verwendet. So wird der Luftpfad in unterschiedliche Betriebspunkte eingeteilt und mittelwertfreie lineare Modelle zur Systembeschreibung erzeugt. Aus diesem Grund müssen dem Entkopplungsregler und dem Beobachter mittelwertfreie Größen zugeführt werden. Der betriebspunktspezifische Mittelwert der Ausgangsgrößen  $\bar{\mathbf{y}}$  wird somit sowohl vom Sollwert  $\mathbf{w}$  als auch von dem vom Sensor erfassten Ausgangswert  $\mathbf{y}$  subtrahiert. Die Bestimmung des aktuell vorliegenden Mittelwerts geschieht im Modul MW, vgl. Abbildung 5.9. Die Vorgehensweise soll in Abschnitt 5.3.3 aufgezeigt werden. Der Mittelwert der Stellglieder  $\bar{\mathbf{u}}$  ist hingegen in allen Modellen identisch und wird durch Addition am Ausgang des Entkopplungsreglers berücksichtigt. Der Entwurf des Entkopplungsreglers wird ohne Berücksichtigung der nichtlinearen Kennlinien der Hammerstein-Modelle aus Abschnitt 4.4.2 durchgeführt. Zur Berücksichtigung der Nichtlinearitäten werden die errechneten Stellgrößen des Entkopplungsreglers  $\mathbf{u}_{\text{EK}}$  den invertierten Kennlinien als Wert zugeführt. Diese Vorgehensweise ermöglicht, dass der Regler lediglich den linearen Anteil der Regelstrecke „sieht“. Dargestellt ist das Prinzip der Kennlinieninvertierung  $f_{\text{hs}}^{-1}$  am Ausgang des Entkopplungsreglers mit den Matrizen  $\mathbf{V}$  und  $\mathbf{K}$  in Abbildung 5.10. Zur Invertierung der Kennlinien müssen die identifizierten Funktionen die Eigenschaft der Injektivität im Definitionsbereich  $\mathbb{D}$  erfüllen. Eine Funktion  $f : \mathbb{D} \rightarrow \mathbb{W}$  mit dem Definitionsbereich  $\mathbb{D}$  und dem Wertebereich  $\mathbb{W}$  ist injektiv, wenn

$$\forall x_1, x_2 \in \mathbb{D} : f(x_1) = f(x_2) \Rightarrow x_1 = x_2 \quad (5.47)$$

gilt. Für die invertierte Funktion gilt  $f^{-1} : \mathbb{W} \rightarrow \mathbb{D}$ . Die ebenfalls betriebspunktspezifisch identifizierten nichtlinearen Kennlinien, vgl. Abschnitt 4.4.2, werden im Modul IP interpoliert, um so auch zwischen den festen Betriebspunkten einen möglichst guten Ausgangswert der inversen Kennlinien zu erhalten.



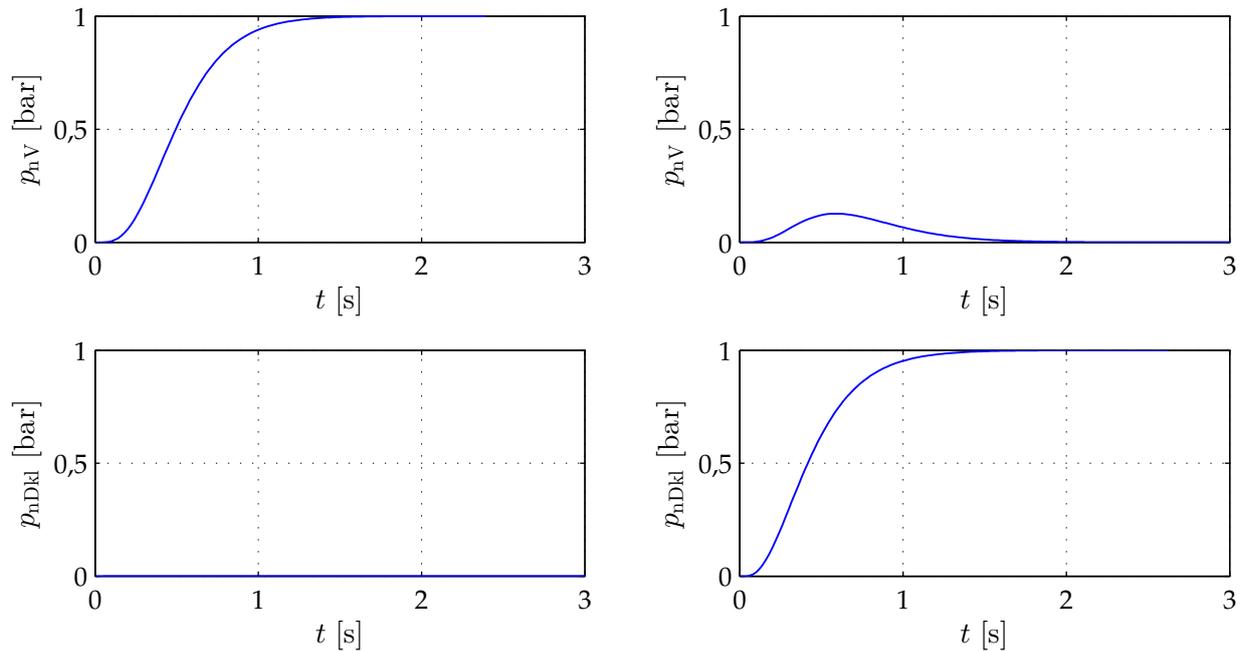
**Abbildung 5.10:** Invertierung der identifizierten Eingangskennlinien des Hammerstein-Modells am Ausgang des Entkopplungsreglers zur Berücksichtigung der Nichtlinearitäten der Regelstrecke

### 5.3.1 Sollwertformung

Zur Veränderung der in Abschnitt 5.2.2 entworfenen Regelung zur teilweisen Entkopplung müssen die Entwurfsschritte der Gleichungen 5.33 bis 5.36 und 5.39 neu durchgeführt werden. Um den Aufwand zu umgehen, für unterschiedliche Betriebsarten und Fahrsituationen in der finalen Parametrisierung am Fahrzeug stets einen neuen Entkopplungsregler entwerfen zu müssen, wird dem Regelkreis das Modul der Sollwertformung hinzugefügt. Die Übertragungsfunktion des mittelwertfreien Sollwerts  $w_{om,i}$  zu  $w_{SF,i}$  wird so durch ein System zweiter Ordnung

$$G_{SF,i}(z) = \left( \frac{T_a}{T_{SF}z + T_{SF}T_a} \right)^2 \quad (5.48)$$

mit der Zeitkonstante  $T_{SF}$  und der Abtastzeit  $T_a$  angegeben. Das Vorgeben einer Sollwerttrajektorie ermöglicht ein Verändern des Führungsverhaltens in einfacher Weise, ohne den Entkopplungsregler neu entwerfen zu müssen. Dies ist vor allem unter dem Gesichtspunkt der Applizierbarkeit ein entscheidender Faktor. Zur Anpassung und Modifikation der Entkopplungsregelung muss lediglich die Zeitkonstante  $T_{SF}$  der zwei in Reihe geschalteten PT1-Glieder verändert werden. Kleine Parameterwerte ergeben schnelle Sollwertänderungen, jedoch resultieren daraus auch große Stellamplituden und eventuelle Probleme bei Erreichen der Stellgliedergrenzen. Der Entwurf des Applikationsparameters erfolgt dementsprechend in Testzyklen am Prüfstand. Im Zusammenhang mit dieser Arbeit ergibt sich die in Abbildung 5.11 dargestellte Sprungantwort des Wunschmodells  $G_v$  aus Gleichung 5.46 für  $T_{SF} = 0,1$  Sekunden.



**Abbildung 5.11:** Sprungantworten des geschlossenen Regelkreises mit Vorgabe einer Sollwerttrajektorie mittels Verzögerungsglied zweiter Ordnung

### 5.3.2 PIDT1-Reglerentwurf

Die Nichtlinearitäten des Systems werden bereits durch Invertierung der Kennlinien am Ausgang des Entkopplungsreglers berücksichtigt. Zusätzlich bewirkt die entworfene teilweise Entkopplungsregelung eine annähernd vollständige Trennung der Regelkreise. So wird in dieser Arbeit zur Regelung eventuell auftretender Regeldifferenzen aufgrund von Modellungenauigkeiten oder Störeffekten ein für jeden Istwert unabhängiger linearer PIDT1-Regler mit der Differentialgleichung

$$T_1 \frac{dw_{\text{PID},i}}{dt} + w_{\text{PID},i} = K_P \left( \frac{T_I + T_1}{T_I} e_{\text{PID},i} + \frac{1}{T_I} \int_0^t e_{\text{PID},i}(\tau) d\tau + (T_D + T_1) \frac{de_{\text{PID},i}}{dt} \right) \quad (5.49)$$

eingesetzt. Der  $i$ -te Eingang des Reglers wird durch den Fehler  $e_{\text{PID},i}$  aus Gleichung 5.45 und der Ausgang durch  $w_{\text{PID},i}$  beschrieben. Die proportionale Verstärkung  $K_P$ , die Integrationszeit  $T_I$ , die Vorhaltezeit  $T_D$  und die Zeitkonstante  $T_1$  des verzögerten differentiellen Anteils charakterisieren die einstellbaren Regelparameter. Mit dem proportionalen Anteil  $w_P$  und unter Anwendung des expliziten<sup>17</sup> Euler-Verfahrens für den integralen Anteil  $w_I$  und des im-

<sup>17</sup>Für das explizite und implizite Euler-Verfahren werden auch häufig in der Literatur die Begriffe Euler-Vorwärts und Euler-Rückwärts verwendet.

pliziten<sup>17</sup> Euler-Verfahrens für den differentiellen Anteil  $w_D$  folgt für die zeitdiskrete Regelung des Luftpfads

$$w_{\text{PID},i}(k) = w_{\text{P},i}(k) + w_{\text{I},i}(k) + w_{\text{D},i}(k) \quad (5.50)$$

mit

$$w_{\text{P}}(k) = K_{\text{P}} e_{\text{PID},i}(k),$$

$$w_{\text{I}}(k) = w_{\text{I}}(k-1) + \frac{K_{\text{P}} T_{\text{a}}}{T_{\text{I}}} e_{\text{PID},i}(k-1), \quad (5.51)$$

$$w_{\text{D}}(k) = \frac{T_{\text{I}}}{T_{\text{I}} + T_{\text{a}}} w_{\text{D}}(k-1) + \frac{K_{\text{P}} T_{\text{D}}}{T_{\text{I}} + T_{\text{a}}} (e_{\text{PID},i}(k) - e_{\text{PID},i}(k-1)).$$

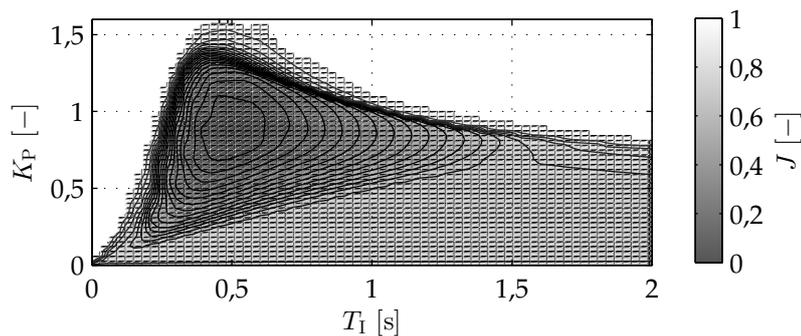
Die Festlegung der Parameter erfolgt durch Parameteroptimierung im Zeitbereich. Das Minimum des Gütefunktional

$$J = \int_0^{t_e} \left( \mathbf{e}_{\text{PID}}^{\text{T}}(t) \mathbf{N} \mathbf{e}_{\text{PID}}(t) + \left( \frac{d\mathbf{u}(t)}{dt} \right)^{\text{T}} \mathbf{M} \frac{d\mathbf{u}(t)}{dt} \right) dt \quad (5.52)$$

liefert die Parameter der beiden linearen PIDT1-Regler. Das integrale Gütefunktional betrachtet die Regeldifferenz der beiden Drücke und die Stellgliedänderungen zusammen über das Zeitintervall  $[0 \ t_e]$  der Simulation. Die mit  $\mathbf{N}^{r \times r}$  gewichtete Regeldifferenz  $\mathbf{e}_{\text{PID}}$  charakterisiert die sichtbare Regelgüte am Ausgang des Motors. Der differentielle Anteil der Stellsignale  $\mathbf{u}$  am Eingang des Motors beschreibt die Stellbewegungen der beiden Stellglieder VTG und DKL. Zur Bauteilschonung der Stellglieder und des Luftpfads sollten die Stellglieder keine fortlaufenden Bewegungen ausführen. Die Priorisierung der Stellgliedänderung erfolgt durch die Matrix  $\mathbf{M}^{m \times m}$ . Zur Senkung des Simulationsaufwands wird die Vorhaltezeit  $T_{\text{D}}$  in Abhängigkeit der Integrationszeit des I-Anteils  $T_{\text{I}}$  mit

$$T_{\text{D}} = \frac{7}{40} T_{\text{I}} \quad (5.53)$$

definiert. Gleichung 5.53 ist auf das Einstellregelverfahren nach Chien, Hrones und Reswick zur Störgrößenregelung zurückzuführen [Za00]. In Abbildung 5.12 ist das Gütefunktional  $J(K_{\text{P}}, T_{\text{I}}, T_{\text{D}}, T_{\text{I}})$  in Abhängigkeit der Wertepaare  $K_{\text{P}}$  und  $T_{\text{I}}$  für  $T_{\text{I}} = 0,06$  Sekunden dargestellt. Das Gütefunktional weist ein Minimum für die Regelparameter  $K_{\text{P}} = 0,7$  und  $T_{\text{I}} = 0,5$  Sekunden auf.



**Abbildung 5.12:** Normiertes Gütefunktional des linearen PIDT1-Reglers in Abhängigkeit der Regelparameter für Proportionalanteil  $K_P$  und Integralanteil  $T_I$

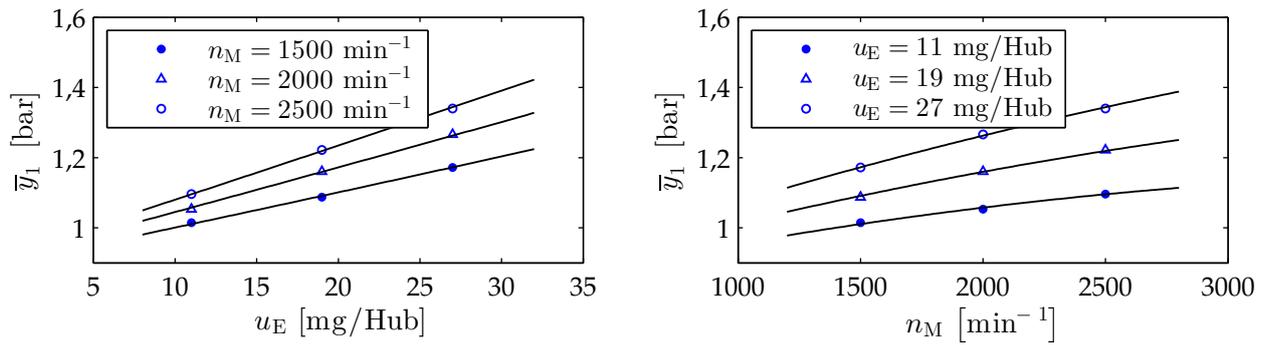
### 5.3.3 Verknüpfung der einzelnen Modelle

Die Mittelwerte der einzelnen linearen Modelle als auch die nichtlinearen Kennlinien wurden betriebspunktabhängig identifiziert. Zwischen den Betriebspunkten liegt keine Information über den jeweiligen Mittelwert oder den Ausgang der nichtlinearen Kennlinien vor. Zur Bestimmung des aktuellen Mittelwerts wird die Abhängigkeit der Mittelwerte in Bezug auf den aktuellen Betriebspunkt verwendet. So besteht zwischen dem Mittelwert und dem Betriebspunkt, gekennzeichnet durch die Motordrehzahl  $n_M$  und die Einspritzmenge  $u_E$ , ein quadratischer funktionaler Zusammenhang

$$\bar{y}(n_M, u_E) = c_{mw0} + c_{mw1} \cdot n_M + c_{mw2} \cdot u_E + c_{mw3} \cdot n_M \cdot u_E + c_{mw4} \cdot n_M^2 + c_{mw5} \cdot u_E^2 \quad (5.54)$$

mit den Funktionsparametern  $c_{mw0}, \dots, c_{mw5}$ . Die linearen Optimierungsparameter werden durch die Methode der kleinsten Fehlerquadrate bestimmt, siehe Abschnitt 3.3.1. In Abbildung 5.13 sind die Mittelwerte des Ladedrucks in Abhängigkeit der Einspritzmenge und der Motordrehzahl zusammen mit dem funktionalen Zusammenhang  $\bar{y}(n_M, u_E)$  in schwarz dargestellt. Die Verläufe der Ladedruckmittelwerte sind qualitativ identisch mit denen der Saugrohrdruckmittelwerte, weshalb auf eine Abbildung dieser verzichtet wird. Der Vorteil der Mittelwertbestimmung durch eine Funktion liegt in der Bestimmung des Mittelwerts außerhalb des identifizierten Bereichs. So liefert die funktionale Abhängigkeit ebenfalls außerhalb des Identifikationsbereichs einen guten Mittelwert, was auch an den Ergebnissen aus Abschnitt 5.4.1 ersichtlich wird.

Zur Generierung einer möglichst guten Näherung für den Ausgang der nichtlinearen Kennlinien wird zwischen den umliegenden Betriebspunkten interpoliert. Dieses Vorgehen soll anhand des Ausgangs  $u_{K11}$  der inversen nichtlinearen DKL-Kennlinie aufgezeigt werden. Grundlage bildet das in Abbildung 5.14 dargestellte Szenario mit dem rot markierten aktuellen Betriebspunkt. Die Kennlinien der vier umliegenden Betriebspunkte, charakterisiert durch  $u_{E,1}, u_{E,2},$



**Abbildung 5.13:** Funktionale Abhängigkeit der Ladedruckmittelwerte in Abhängigkeit der Einspritzmenge und der Motordrehzahl

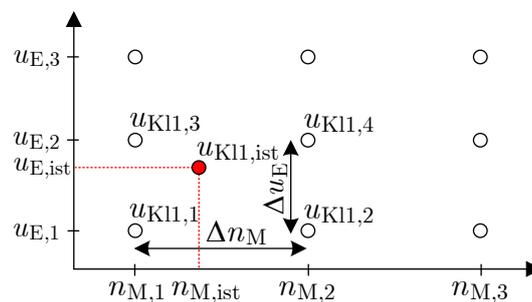
$n_{M,1}$  und  $n_{M,2}$ , sind auf Basis der Identifikation aus Abschnitt 4.4.2 bekannt und folglich auch die jeweiligen Ausgangswerte der inversen Kennlinien  $u_{K11,1}, \dots, u_{K11,4}$ . Die Bestimmung des aktuellen Funktionswerts der inversen Kennlinien  $u_{K11,ist}$  erfolgt in den drei Berechnungsschritten

$$u_\alpha = [u_{K11,1}(n_{M,2} - n_{M,ist}) + u_{K11,2}(n_{M,ist} - n_{M,1})] \Delta n_M \quad (5.55a)$$

$$u_\beta = [u_{K11,3}(n_{M,2} - n_{M,ist}) + u_{K11,4}(n_{M,ist} - n_{M,1})] \Delta n_M \quad (5.55b)$$

$$u_{K11,ist} = [u_\alpha(u_{E,2} - u_{E,ist}) + u_\beta(u_{E,ist} - u_{E,1})] \Delta u_E. \quad (5.55c)$$

Durch diese Methode ist eine simple Bestimmung des aktuellen Werts möglich. Als weiterhin vorteilhaft erweist sich die Tatsache, dass bei diesem Vorgehen im Gegensatz zum beispielsweise harten Umschalten der einzelnen Modellwerte keine großen sprunghaften Änderungen der Stellgrößen zu erwarten sind, was sich wiederum positiv auf die Regelgüte auswirkt.



**Abbildung 5.14:** Schematische Darstellung der Interpolation der Kennlinienausgangswerte im aktuellen Betriebspunkt (rot)

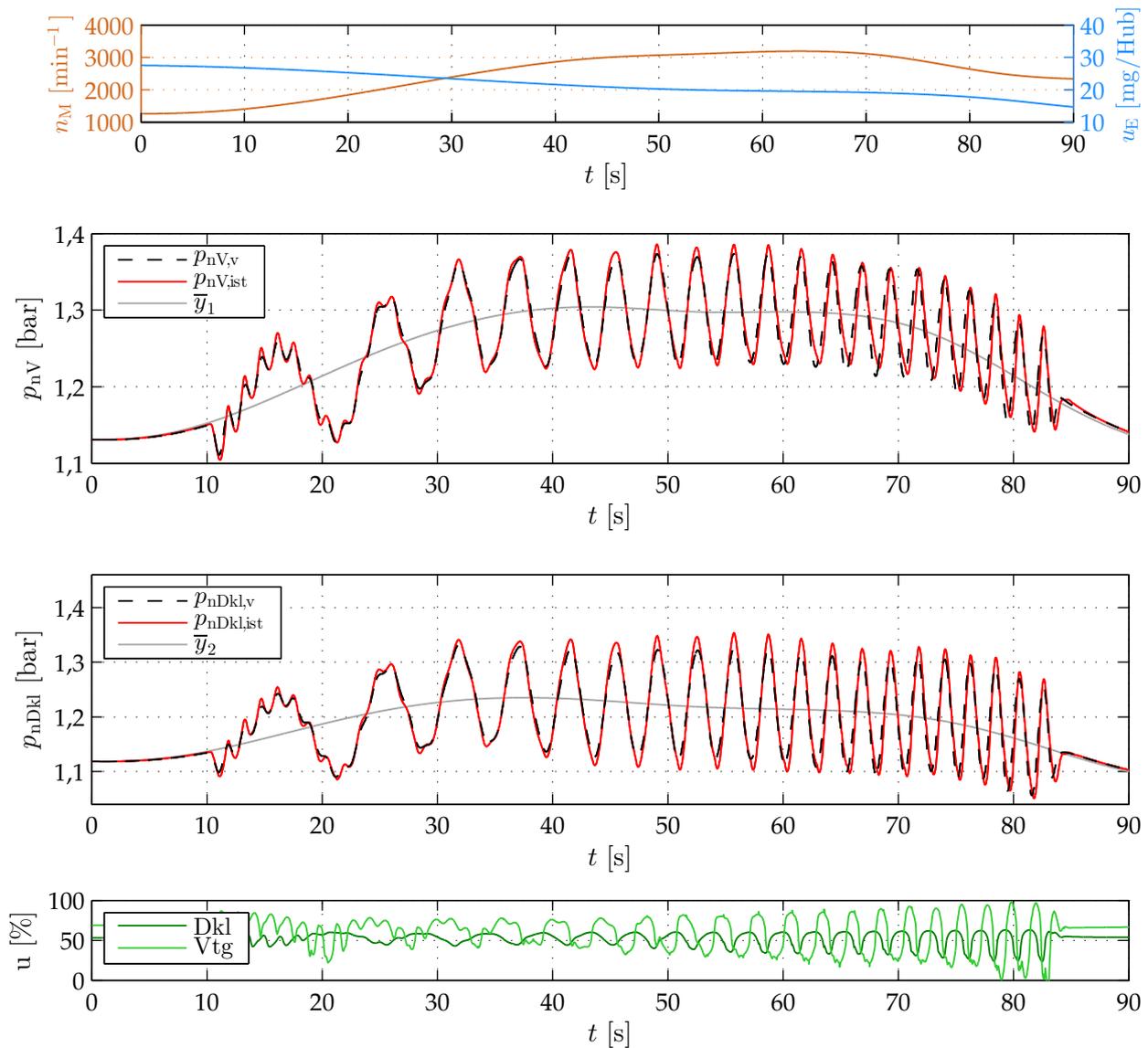
## 5.4 Ergebnisse

Zur Beurteilung des entworfenen Regelungskonzepts wird dieses sowohl in der Simulation am entworfenen nichtlinearen Modell aus Kapitel 3 als auch am realen Motor getestet. Die Beurteilung der Regelung mittels Simulation in Abschnitt 5.4.1 zeigt neben den Ergebnissen der Entkopplungsregelung auch die gute Verwendbarkeit des entworfenen nichtlinearen Modells aus Kapitel 3 zum Test von neuen Regelungsfunktionen. Die Erprobung am Simulationsmodell hat den Vorteil, die Regelung auch an der Grenze zu kritischen Betriebspunkten zu validieren, ohne den realen Motor zu beschädigen. Zum Test am realen Motor in Abschnitt 5.4.2 wird die Serienregelung mittels Bypass durch die Rapid-Prototyping Hardware ersetzt, vgl. hierzu Abschnitt 2.5.2. Derart ist eine Bewertung der Regelung unter Realbedingungen möglich und erlaubt eine Aussage darüber, inwieweit sich das neue Regelungskonzept für den Fahrzeugeinsatz eignet. In dieser Beziehung erfolgt der Test der Regelung in einem großen Betriebsbereich des Motors. Der Betriebsbereich wird hierbei möglichst instationär durchlaufen, um so die Regelung auch in dynamischen Fahrsituationen zu bewerten. Darüber hinaus wird hierdurch die Qualität der Interpolation und Verschaltung der einzelnen Modelle aus Abschnitt 5.3.3 außerhalb der identifizierten konstanten Betriebspunkte getestet. Die sprungförmigen Sollwertänderungen erlauben eine gute Bewertung der Entkopplungsregelung. Am Ende des Kapitels wird ein Vergleich mit der Serienregelung herangezogen, um auf diese Weise noch besser die Güte der neuen Regelung zu ermesen.

### 5.4.1 Entkopplungsregelung am Simulationsmodell

Die prinzipielle Untersuchung der Regelung wird anhand einer sinusförmigen Sollwertänderung vollzogen. Die Sollwerte für Lade- und Saugrohrdruck werden mittels Multisinus, vgl. Abschnitt 4.2.2, in einem Frequenzband von 0,05 bis 0,6 Hz vorgegeben. Dies ermöglicht eine Beurteilung der Regelung auf Anregungen mit unterschiedlichen Frequenzen. Die Sollwerte variieren mit näherungsweise  $\pm 0,1$  bar um den funktionalen Mittelwert  $\bar{y}_1(n_M, u_E)$  und  $\bar{y}_2(n_M, u_E)$ . In Abbildung 5.15 ist weiterhin neben den Istwerten der Drücke  $p_{nV,ist}$  und  $p_{nDKl,ist}$  auch das Wunschverhalten  $p_{nV,v}$  und  $p_{nDKl,v}$  als Ausgang von  $\mathbf{G}_v$  dargestellt. Zur besseren Übersichtlichkeit wird in dieser Abbildung auf eine Darstellung der Sollwerte verzichtet. Es ist erkennbar, dass durch den Eingriff beider Stellglieder, siehe Abbildung 5.15 unten, die Istwerte gut den vorgegebenen Verläufen folgen. Die maximale Regelabweichung der Messung kann mit 40 mbar im Lade- und Saugrohrdruck angegeben werden. Zum Ende der Messung ist eine kleine zeitliche Verschiebung im Vergleich mit den Vorgabewerten, vor allem im Ladedruck, zu erkennen. Dies ist auf etwaigen Ungenauigkeiten bei der Modellierung zurückzuführen, welche durch den Betrieb des Reglers außerhalb der konstanten Identifikationsbetriebspunkte begründet sind. So wird der Regler im Zeitintervall  $t \in [35, 85]$  Sekunden

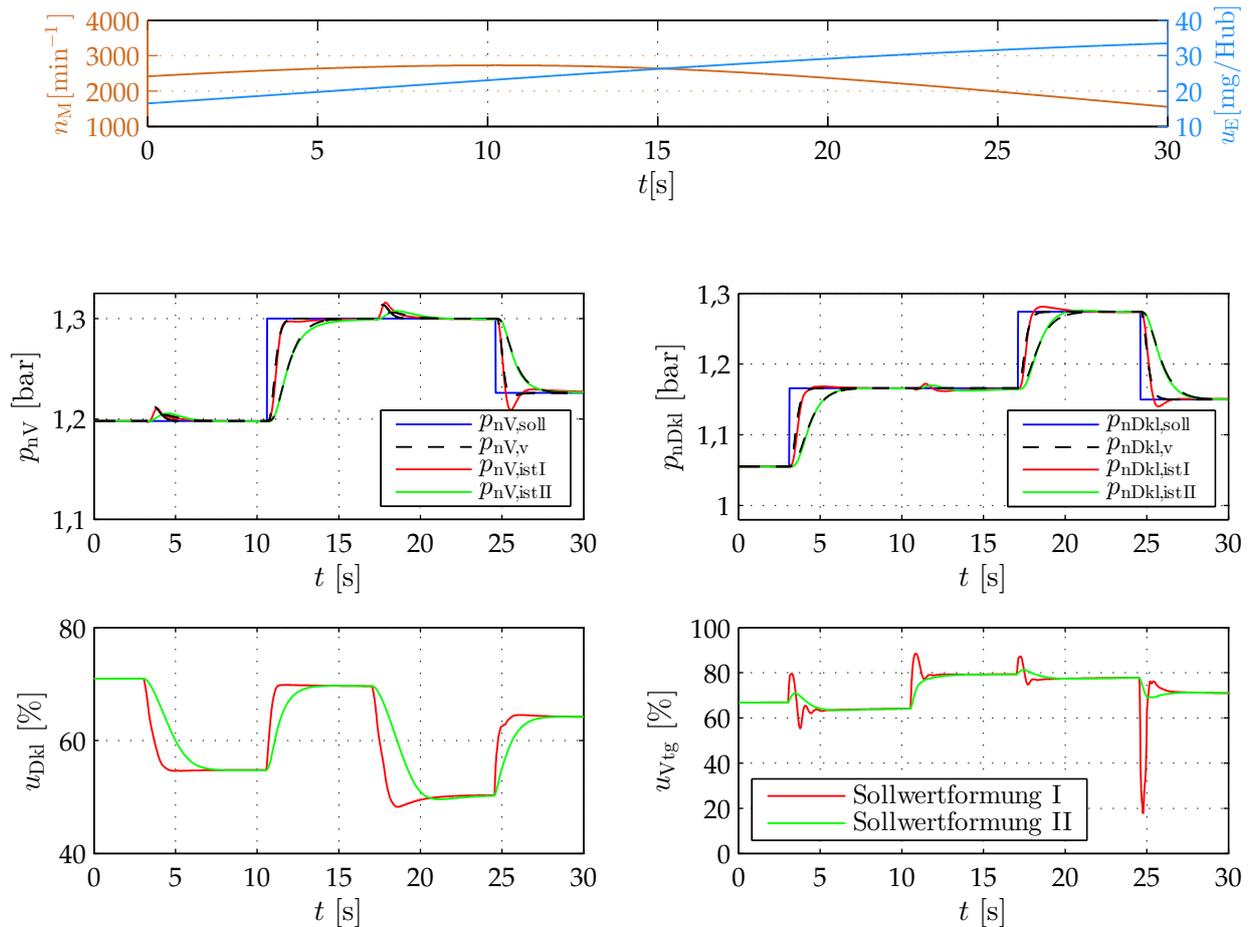
gezielt mit einer hohen Drehzahl betrieben, um so auch das Verhalten der Regelung in kritischeren Betriebspunkten zu beurteilen. Die Simulationsergebnisse zeigen, dass das neue Regelungskonzept und die damit verbundene Mittelwertbildung bzw. Interpolation aus Abschnitt 5.3.3 auch in Betriebssituationen außerhalb des Identifikationsbereichs zu guten Resultaten führen.



**Abbildung 5.15:** Simulationsergebnisse aufgrund der Sollwertvorgabe als Multisinus um den betriebspunktabhängigen Mittelwert (grau); Darstellung der Ausgänge des Wunschmodells in schwarz und die zugehörigen jeweiligen Istwerte in rot

Zur Gewährleistung der Applizierbarkeit des Entkopplungsregelkreises wird der Entkopplungsregler in Abschnitt 5.3.1 um das Mehrgrößensystem  $\mathbf{G}_{SF}$  zur Sollwertformung ergänzt. Dies ermöglicht durch Variation der Zeitkonstante  $T_{SF}$  eine Veränderung des Wunschverhaltens nach Gleichung 5.46. In Abbildung 5.16 sind zwei Varianten der Regelung für  $T_{SF} = 0,1$  s in rot und  $T_{SF} = 0,5$  s in grün dargestellt. Es wird ersichtlich, dass die Variante mit langsamerer

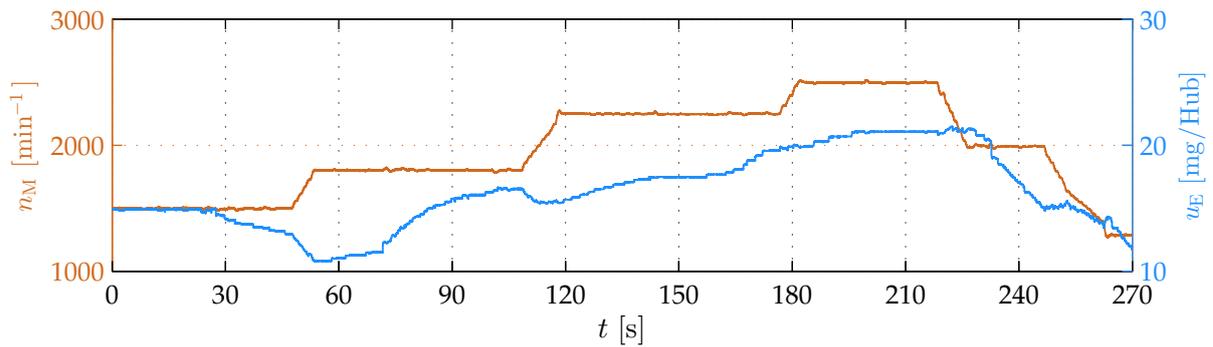
Sollwertformung kleinere Stellgliedamplituden nach sich zieht. So führt Variante I der Sollwertformung zum Zeitpunkt  $t = 24$  s zu einem Reglerausgang  $u_{VTG} < 30\%$  und somit einem nicht umsetzbaren Stellbereich der VTG. Dies hat zur Folge, dass im dynamischen Übergang die Istwerte den gewünschten Sollwertverläufen nicht mehr folgen können. In Variante II hingegen werden die Grenzen der Stellglieder nicht überschritten und die Istwerte zeigen gute Verläufe im Vergleich mit dem Wunschverhalten der Regelung.



**Abbildung 5.16:** Simulativer Vergleich zweier unterschiedlicher Sollwerttrajektorien; Betrachtung der Sollwerte (blau) und des Wunschverhaltens (schwarz) in Verbindung mit den Istwerten der Variante I (rot) und Variante II (grün)

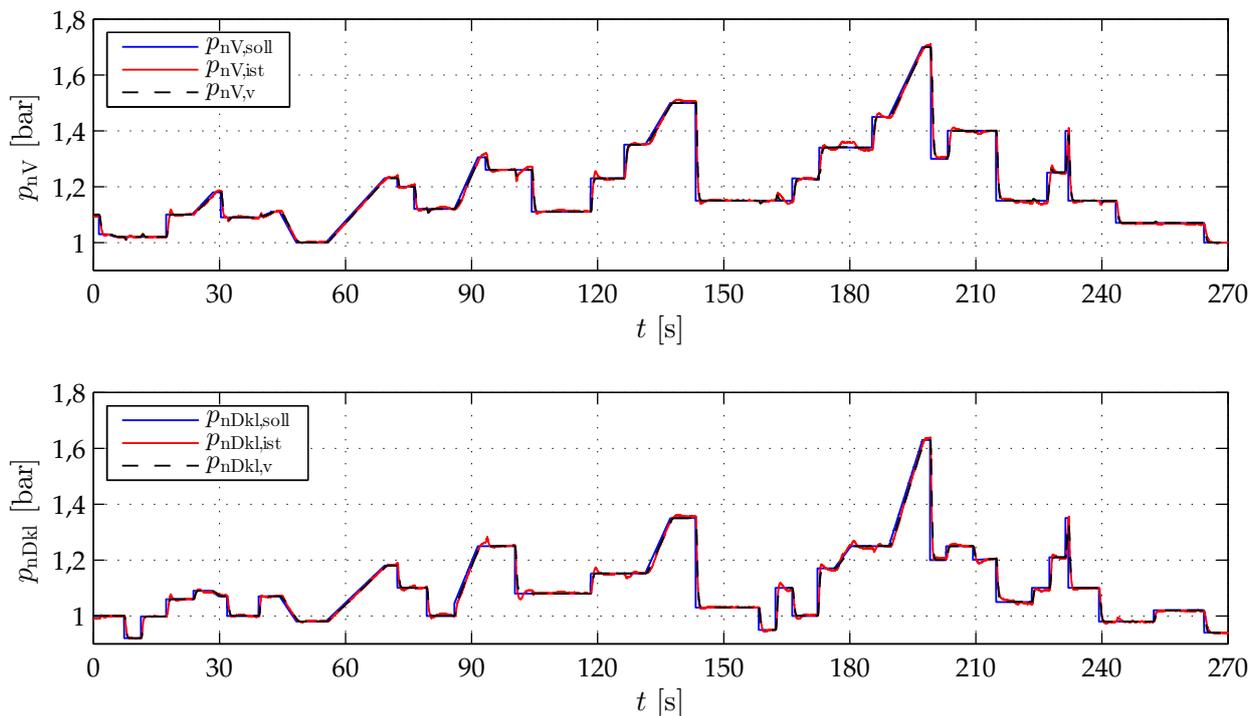
### 5.4.2 Entkopplungsregelung am Prüfstandsmotor

Die Entkopplungsregelung für Lade- und Saugrohrdruck mittels DKL und VTG wird neben der Simulation ebenfalls am realen Motor getestet. Das zugehörige Fahrprofil wird prüfstandsseitig über Vorgabe der Drehzahl und des Drehmoments eingestellt und der Prüfstand drehzahlvorrangig betrieben, was im Drehzahl- und Einspritzmengenverlauf der Testmessung aus Abbildung 5.17 ersichtlich ist. Die dynamische Variation der Betriebspunkte erfolgt in einem Drehzahlbereich von  $n_M \in [1200, 2500] \text{ min}^{-1}$  und einer Einspritzmengenänderung im Be-



**Abbildung 5.17:** Betriebspunktverlauf der Testmessung zur Regelung von Lade- und Saugrohrdruck am Prüfstandsmotor

reich  $u_E \in [11, 22]$  mg/Hub. Dies ermöglicht eine Beurteilung der neuen Regelung in einem großen Betriebsbereich des Motors. Die 270 Sekunden lange Testphase ist in Abbildung 5.18 dargestellt. Neben den Sollwerten  $p_{nV,soll}$ ,  $p_{nDkl,soll}$  und den gemessenen Istwerten der beiden Drücke  $p_{nV,ist}$ ,  $p_{nDkl,ist}$  sind auch die Sollwerttrajektorien  $p_{nV,v}$ ,  $p_{nDkl,v}$  aufgezeigt.

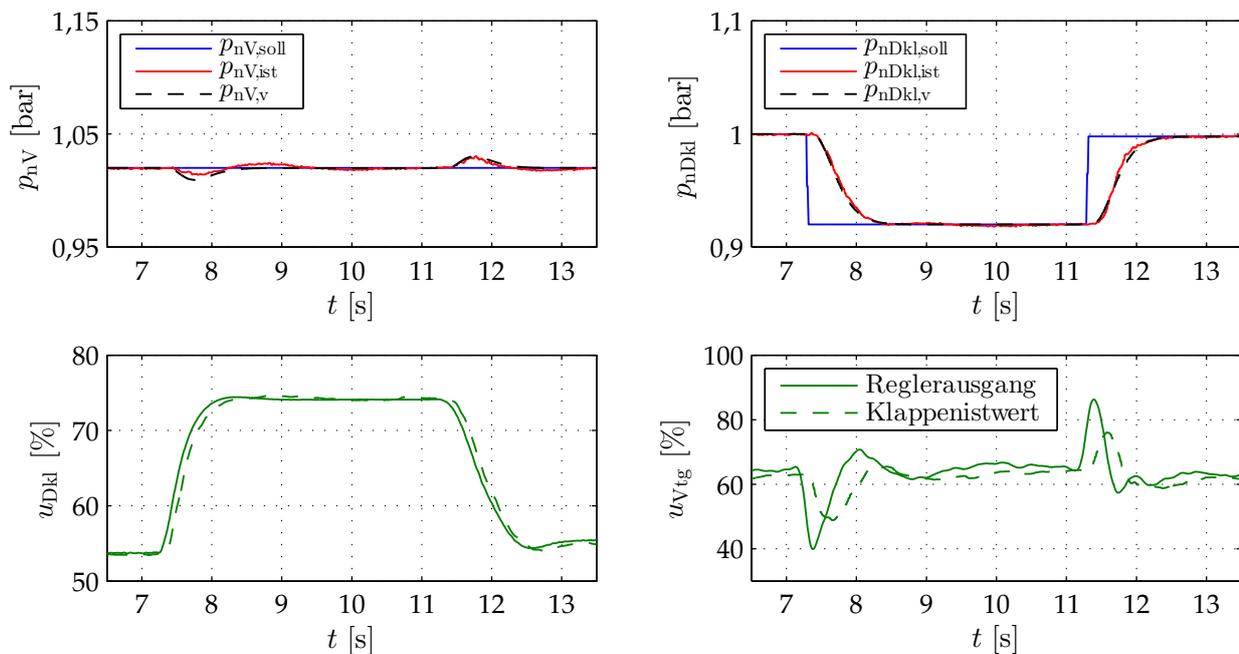


**Abbildung 5.18:** Messergebnisse für Ladedruck (oben) und Saugrohrdruck (unten) zur Beurteilung des neuen Regelungskonzepts; Darstellung der Sollwerte (blau) in Verbindung mit dem Wunschverhalten (schwarz) und den Istwerten (rot)

Die Vorgabe der Sollwerte erfolgt in sprunghaftigen Änderungen wie sie in Beschleunigungssituationen oder Betriebsartenwechseln auftreten. Auf diese Weise ist, wie oben bereits beschrieben, eine sehr gute Bewertung der entkoppelnden Wirkung möglich. Die Ergebnisse der

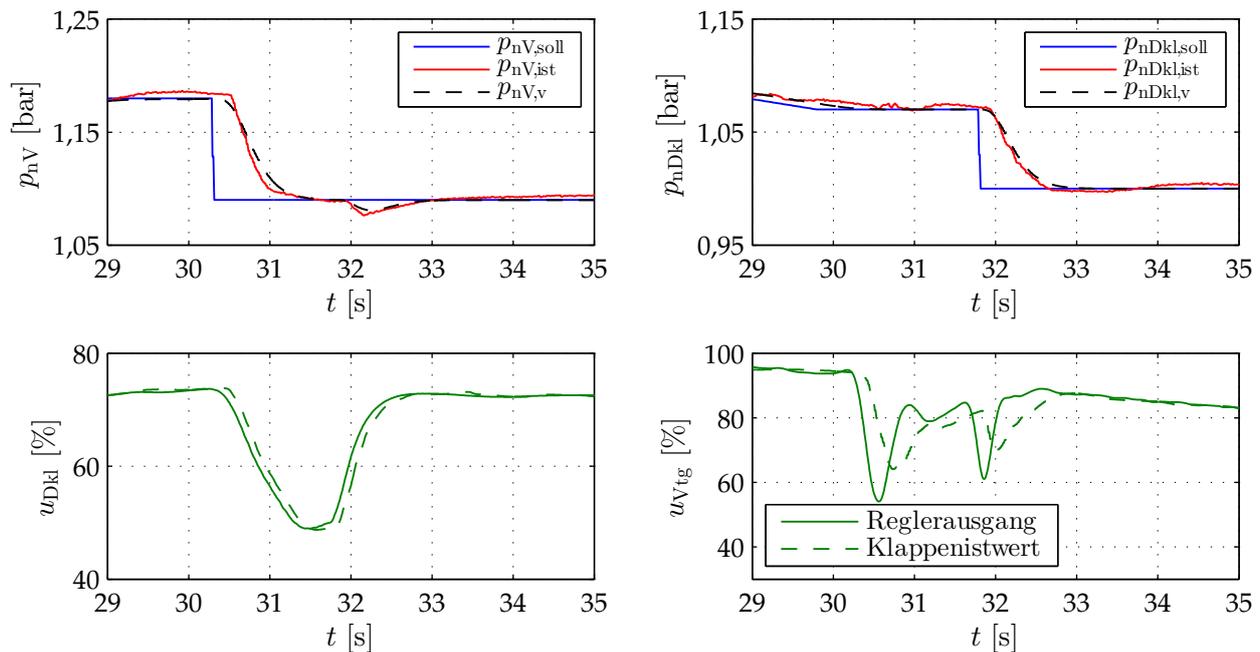
Testmessung in Abbildung 5.18 zeigen, dass die Istwerte gut ihren Sollwerten folgen. Eventuelle Regeldifferenzen sind sowohl auf Modellgenauigkeiten als auch auf Störeffekte, hervorgerufen durch den Verbrennungsmotor, zurückzuführen. Trotz alledem ist die kurzzeitig auftretende maximale Regelabweichung zwischen Sollwerttrajektorie und Istwert der beiden Drücke mit einem geringen Wert von etwa 30 mbar zu beziffern.

Zur Beurteilung der Entkopplungseffekte der neuen Regelung sollen zwei Teilausschnitte der Testmessung als Beispiel herangezogen werden. In Abbildung 5.19 sind zwei Sprünge im Saugrohrdrucksollwert dargestellt. Die teilweise Entkopplung bewirkt zu Beginn der sprungförmigen Änderung ein kurzes Abfallen bzw. Ansteigen des Ladedrucks, wie im Entwurf der Regelung durch Vorgabe von  $G_{wy}$  aus Gleichung 5.21 gefordert. Beide Istwerte zeigen weiterhin eine gute Übereinstimmung mit dem vorgegebenen gewünschten Verhalten  $p_{nV,v}$ ,  $p_{nDkl,v}$ .



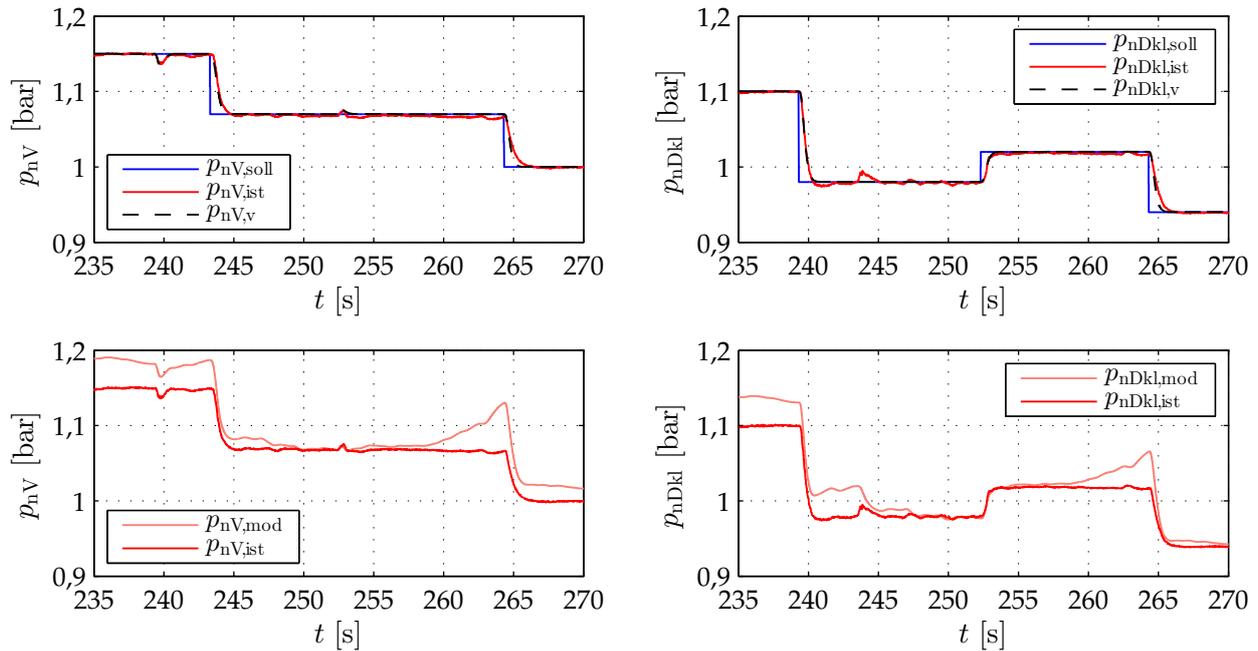
**Abbildung 5.19:** Zeitlich aufgelöste Betrachtung der Messwerte für Sollwerte (blau), Istwerte (rot) und Wunschverhalten (schwarz) sowie der Stellgliedsollwerte (grün) und Stellgliedistwerte (grün/gestrichelt) für sprungförmige Änderungen des Saugrohrdrucksollwerts

Der Teilausschnitt der Messung in Abbildung 5.20 zeigt zu Beginn eine sprungförmige Änderung des Ladedrucksollwerts. Wie gefordert, sind so gut wie keine Veränderungen des Saugrohrdruckistwerts aufgrund des Sprungs erkennbar. Der gleichzeitige Eingriff beider Stellglieder DKL und VTG, siehe Abbildung 5.20 unten, ermöglicht auch hier eine sehr gute Regelung beider Drücke.

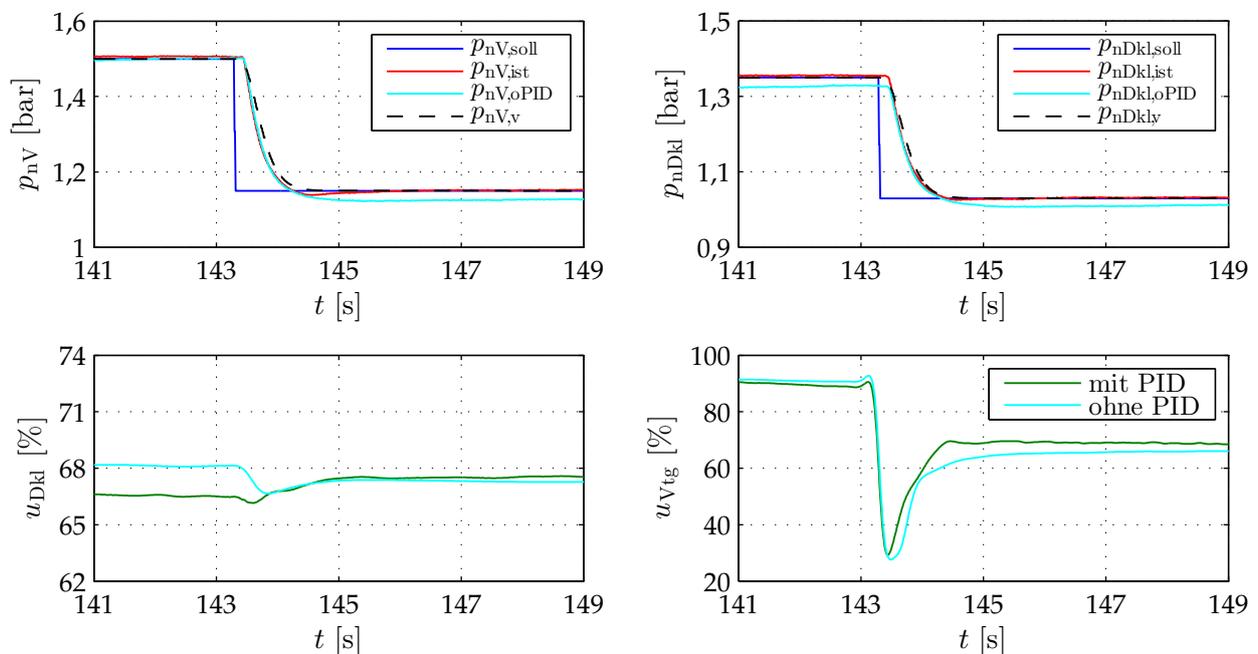


**Abbildung 5.20:** Zeitlich aufgelöste Betrachtung der Messwerte für Sollwerte (blau), Istwerte (rot) und Wunschverhalten (schwarz) sowie der Stellgliedsollwerte (grün) und Stellgliedistwerte (grün/gestrichelt) für einen Lade- und Saugrohrdrucksollwertsprung

Die Güte der modellbasierten Entkopplungsregelung ist stark von der Güte der identifizierten linearen Modelle abhängig, wie der Messabschnitt aus Abbildung 5.21 zeigt. Die Dynamik des Modellausgangs  $p_{nDkl,mod}$  weicht zum Zeitpunkt  $t = 243$  s vom gemessenen Wert  $p_{nDkl,ist}$  ab. Die teilweise Entkopplung der Drücke funktioniert so nicht mehr in gewünschter Weise, weshalb die Änderung der Sollgröße des Ladedrucks auch eine kleine Veränderung des Saugrohrdruckistwerts hervorruft. Die weiterhin teilweise auftretenden Abweichungen der Modellgrößen von den Istwerten werden vom Beobachter und vom parallelen PIDT1-Regler ausgeglichen und so dennoch stationäre Genauigkeit erreicht. Der Eingriff des PIDT1-Reglers der parallelen Struktur ist explizit in Abbildung 5.22 dargestellt. Die stationären Abweichungen der Istgrößen, ohne PIDT1-Regler  $p_{nV,oPID}$  und  $p_{nDkl,oPID}$ , vom Sollwert streben, durch Eingriff der PIDT1-Regler am Eingang der Entkopplungsregelung, gegen null. Die Istwerte  $p_{nV,ist}$  und  $p_{nDkl,ist}$  haben somit stationär und im dynamischen Übergang nur noch sehr geringe Abweichungen vom gewünschten Druckverlauf  $p_{nV,v}$  und  $p_{nDkl,v}$ . Die Änderungen der Sollwerte des Entkopplungsreglers  $w_{Ek}$  durch den PIDT1-Regler bewirken letztendlich auch eine Änderung der DKL- und VTG-Sollpositionen, was im unteren Teil der Abbildung 5.22 zu sehen ist.



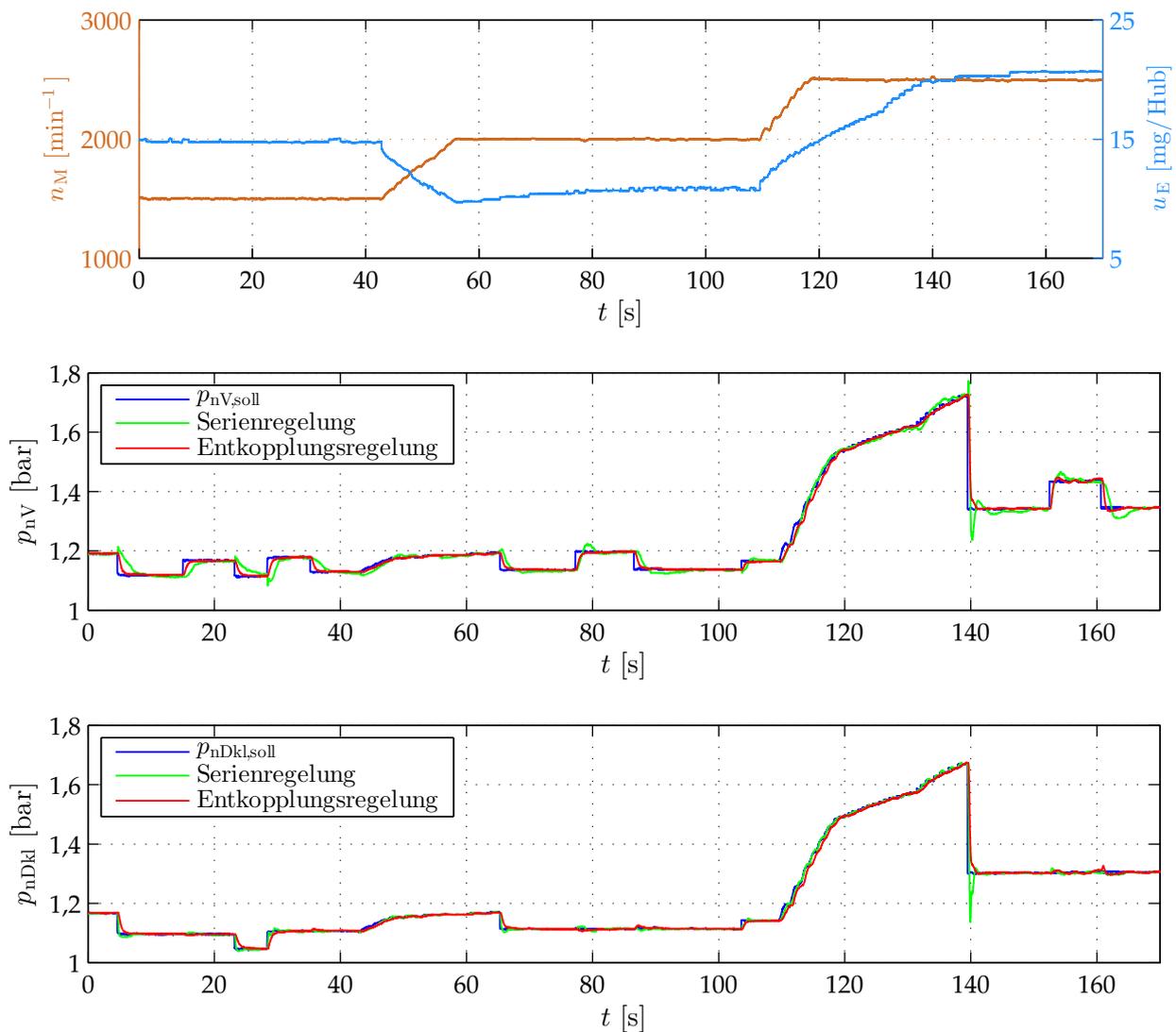
**Abbildung 5.21:** Zeitlicher Ausschnitt der Testmessung zur Beurteilung des Zusammenhangs zwischen Modellgüte und Regelgüte; Darstellung der Sollwerte (blau), Istwerte (rot) und Wunschverläufe (schwarz) sowie der Modellwerte (hell rot)



**Abbildung 5.22:** Zeitlich aufgelöste Betrachtung der Eingriffe der linearen PIDT1-Regler; Darstellung der Sollwerte (blau), gemessenen Istwerte mit PIDT1-Regler (rot) und ohne zusätzliche Regler (türkis) sowie des Wunschverhaltens (schwarz)

### Vergleich der Regelungskonzepte

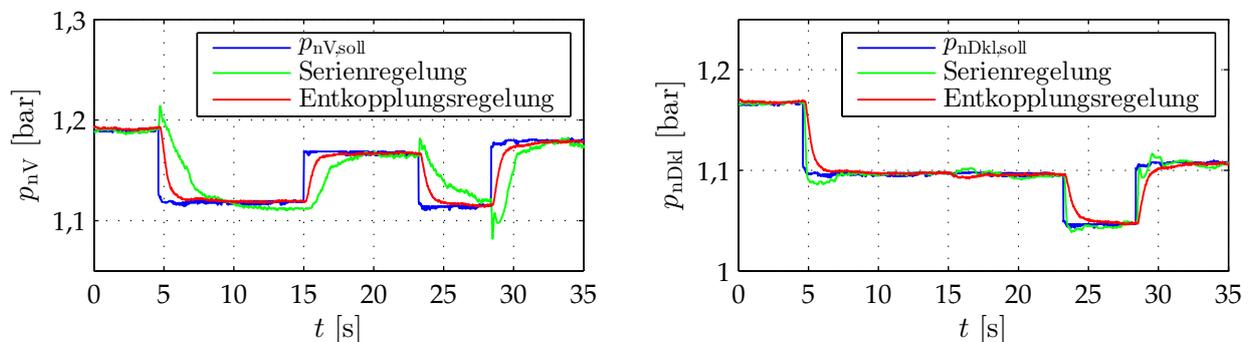
Zur vollständigen Bewertung soll das neue Regelungskonzept abschließend mit der Serienregelung im Betriebsbereich  $n_M \in [1500, 2500] \text{ min}^{-1}$  und  $u_E \in [8, 21] \text{ mg/Hub}$  verglichen werden. Die Sollwerte der Serienregelung werden durch Veränderung der Sollwertkennfelder im Steuergerät generiert. Die hieraus resultierenden Sollwerte werden dem neuen Regelungskonzept ebenfalls als Sollwerte zugeführt. In Abbildung 5.23 sind neben den beiden Druckverläufen auch die Betriebspunkte der Vergleichsmessung dargestellt.



**Abbildung 5.23:** Testmessung zum Vergleich des neuen Regelungskonzepts (rot) mit der Serienregelung (grün) anhand kennfeldbasierter Sollwertänderungen (blau) im variablen Betriebsbereich (oben)

Es ist erkennbar, dass die Priorisierung der Regelkreise zu einem schlechteren Einregelverhalten des Ladedrucks in der Serienregelung führt. Weiterhin ist erkennbar, dass das Nichtberücksichtigen des Modellverhaltens in Teilen der dezentralen Regelung der Serie zu gegenläufigem

Verhalten des Ladedrucks zu Beginn der Sollwertänderung führt, siehe Abbildung 5.24. Dieses Verhalten ist auf die Nichtminimalphasigkeit des Ladedrucks aufgrund von Änderungen der DKL, vgl. Kapitel 3, zurückzuführen. Im Vergleich zur Serienregelung zeigt das neue Regelungskonzept im Bereich der Ladedruckregelung sichtbar bessere Ergebnisse. Das Einregeln des Saugrohrdrucks weist in der Serienregelung eine etwas höhere Dynamik auf, was jedoch durch die Vorgabe der Sollwertformung  $\mathbf{G}_{SF}$  in der neuen Regelung angeglichen werden kann, vgl. Abschnitt 5.3.1 und 5.4.1. Der große Vorteil der neuen Regelung ist der nahezu immer identische Verlauf der Istwerte auf Veränderung der Sollwerte. So ist beim Einsatz der Entkopplungsregelung im Gegensatz zur Serienregelung kein stark überschwingendes Verhalten der Ausgangsgrößen zu erwarten. Diesen Zusammenhang bestätigt bspw. der Druckabfall zum Zeitpunkt  $t = 140$  s in Abbildung 5.23.



**Abbildung 5.24:** Zeitlich aufgelöster Vergleich des neuen Regelungskonzepts (rot) mit der Serienregelung (grün) anhand sprungförmiger Sollwertänderungen (blau)

### 5.4.3 Zusammenfassung der Ergebnisse

Die Ergebnisse am nichtlinearen Simulationsmodell als auch die Testmessung am Prüfstand haben gezeigt, dass das neue Regelungskonzept ein sehr gutes Regelungsverhalten aufweist. Die Istwerte folgen gut den vorgegebenen Sollwerttrajektorien und etwaige Regeldifferenzen werden durch den Beobachter und die linearen PIDT1-Regler weitgehend eliminiert. Probleme entstehen in Situationen, in denen die Modelldynamik stark von der Dynamik der Istwerte abweicht. Hier ist eine geringe Differenz zwischen den Istwerten und Sollwerttrajektorien zu erkennen und die gewünschte teilweise Entkopplung zwischen Ladedruck und Saugrohrdruck ist nicht mehr vollständig zutreffend. Gleiches gilt für das Erreichen einer physikalischen Stellgliedergrenze, auch hier sind Abweichungen vom idealen Verlauf vorhersehbar.

Grundlegend zeigt das Mehrgrößenkonzept jedoch durch den zeitgleichen Eingriff beider Stellglieder DKL und VTG im Gegensatz zur Serienregelung ein identisch gutes Regelverhalten von Lade- und Saugrohrdruck. Der realitätsnahe Test der Regelung mittels Rapid-Prototyping am Seriensteuergerät weist die Einsatzfähigkeit des neuen Konzepts in unterschiedlichen Betriebspunkten nach. Weiterhin haben die Simulationsergebnisse gezeigt, dass durch die Vorgabe einer

---

Sollwertformung ein Applikationsparameter entstanden ist, durch den eine simple Veränderung des Regelverhaltens möglich ist. Zusätzlich zu diesem können ebenfalls die Parameter der PIDT1-Regler ggf. im Fahrzeug angepasst werden.

## Kapitel 6

# Zusammenfassung und Ausblick

Im Rahmen der vorliegenden Arbeit entstand eine neue Regelstruktur, die es ermöglicht, Lade- und Saugrohrdruck mittels DKL und VTG zu regeln. Auf Basis der neuen Regelung kann eine effiziente Regeneration der Abgaskomponenten DPF und NSC im Bereich der Emissionsreduzierung erreicht werden. Die lineare Mehrgrößenregelung mit zwei Ein- und Ausgangsgrößen zielt auf eine teilweise Entkopplung beider Regelkreise ab. Die Identifikation des der Regelung zugrundeliegenden linearen Modells erfolgte mittels Subspace Algorithmus in einem kleinen Stellbereich der Stellglieder. Zur Abbildung der nichtlinearen Zusammenhänge im Luftpfad wurde das Modell um betriebspunktabhängige nichtlineare Eingangskennlinien erweitert. Die Identifikation der Kennlinien erfolgte unter Zuhilfenahme der stationären Verstärkungen der Einzelübertragungsfunktionen des Mehrgrößensystems auf Basis der Methode der kleinsten Quadrate. Die erforderlichen Messdaten resultieren aus der Anregung des Luftpfads mittels APRBS- und Multisinus-Signalen als Sollwerte der beiden Stellglieder DKL und VTG. Die Invertierung der identifizierten Kennlinien der sogenannten Hammerstein-Modelle am Ausgang der Regelstruktur ermöglichen den Einsatz eines linearen Entkopplungsreglers zur Regelung des nichtlinearen Systems. Der Entkopplungsregler wird zum Ausgleich von Störeinflüssen und Modellungenauigkeiten um einen linearen PIDT1-Regler pro Sollwert erweitert. Diese beeinflussen die Regelung jedoch ausschließlich, wenn die Istwerte der Drücke nicht dem Wunschverhalten gleichen. Das Wunschverhalten setzt sich aus der Entkopplungsregelung, angewendet auf das System, und vorangestellter Sollwertformung zusammen. Die Beeinflussung des Wunschverhaltens mittels Sollwertformung ermöglicht es, das Ziel der Applizierbarkeit des neuen Regelungskonzepts zu erreichen. In dieser Beziehung muss lediglich ein Applikationsparameter pro Regelgröße angepasst werden, um die Regelung dynamisch zu verändern.

Die Erprobung des neuen Regelungskonzepts erfolgte sowohl am Simulationsmodell als auch am realen Motor in einer Prüfstands Umgebung. Die dynamische Betriebspunktvariation lässt eine Beurteilung der Regelung in realen Fahrsituationen zu. Die Testszenarien zeigen gute Ergebnisse. Lade- und Saugrohrdruck haben in weiten Teilen der Messung eine gute Überein-

stimmung mit den vorgegebenen Sollwerten bzw. Wunschverläufen. Dies bestätigte ebenfalls der Vergleich mit der Serienregelung. Hier ist vor allem eine deutliche Verbesserung der Ladedruckregelung zu erkennen. Ein weiterer großer Vorteil des neuen Regelungskonzepts liegt im systematischen Entwurf des Reglers. Dieser führt im Gegensatz zum heuristischen Entwurf der Parameterkennfelder in der Serienregelung zu einem sehr geringen Aufwand in der Parameterbedatung. Die Regelgüte ist jedoch stark von der Güte des linearen Modells abhängig. Hier kann anhand weiterer Untersuchungen eventuell eine Verbesserung der Modellqualität erzielt werden. Ein Ansatz wäre die synchrone Identifikation von linearem Modell und nichtlinearer Eingangskennlinie. Weiterhin könnten physikalische Zusammenhänge, wie sie aus dem in dieser Arbeit entstandenen nichtlinearen Modell bekannt sind, in die Identifikation einbezogen und so Gray-Box-Modelle anstatt Black-Box-Modelle identifiziert werden. Als Basis hierfür sind Teile der semi-physikalischen Zusammenhänge des in dieser Arbeit entwickelten nichtlinearen Modells verwendbar. Die Entwicklung des Modells erfolgte jedoch mit dem primären Ziel eine Simulationsumgebung zu entwerfen, mit der es möglich ist, neue Regelungsfunktionen am Rechner testen zu können.

Das nichtlineare Modell dient ebenfalls als Simulationsmodell für die neu entworfene Regelung dieser Arbeit. Der Aufbau des identifizierten Luftpfads beinhaltet alle Komponenten und Funktionen eines modernen Dieselmotors. So wird mit den fünf Stellgliedern AKL, DKL, HDAGR-Ventil, NDAGR-Klappe und VTG die Funktionalität des Luftpfads beeinflusst. Die Stellglieder sind somit, neben der Motordrehzahl und der Einspritzmenge, die Eingangsgrößen des nichtlinearen Modells mit 21 Zuständen. Die Untermodelle weisen, mit Ausnahme der Wärme- und Stellgliedmodelle, ausschließlich lineare Optimierungsparameter auf. Dies ermöglicht eine schnelle Identifikation des nichtlinearen Modells mit Hilfe eines linearen Kleinst-Quadrat-Schätzers. Diese Gegebenheit und das nicht getrennte Analysieren von statischen und dynamischen Messanteilen stellt einen großen Vorteil im Hinblick auf die in der Literatur bestehenden Modelle dar. Der modulare Aufbau des Gesamtmodells ermöglicht darüber hinaus eine einfache Übertragbarkeit auf andere Motortypen. Auf Basis der detaillierten Vorstellung von Modellzusammenhängen, Optimierungsfunktionen und Messschemata ist die Parametrisierung eines neuen Motors mit etwa einem Monat anzusetzen.

Die Validierung des identifizierten und parametrisierten Modells am Prüfstandsmotor führte zu sehr guten Ergebnissen. Der relative Messfehler der betrachteten Größen lag in der Validierung unter 2%. Weiterhin zeigte die dynamische Validierung, dass das Modell alle charakteristischen Eigenschaften des Luftpfads sehr gut abbildet. Die Reduzierung der Zustandsgrößen auf 12 Zustände und die damit verbundene Nichtberücksichtigung der Wärmeleitungseffekte in den Temperaturmodellen führten nur zu geringfügig schlechteren Ergebnissen. Hierdurch wird jedoch das Verhältnis der nichtlinearen Optimierung an der Gesamtoptimierung erheblich gesenkt und somit durch die Reduzierung der Anzahl der Zustände nicht nur der Simulationsaufwand herabgesetzt, sondern auch die Identifikation vereinfacht. Zusätzlich können Regler,

die auf Basis des nichtlinearen Modells zukünftig entworfen werden, eine geringere Ordnung aufweisen und dadurch die Dimensionen der Berechnungsmatrizen verkleinert werden. Dies ist vor allem im Hinblick auf die begrenzte Rechenleistung des Steuergeräts als sehr wertvoll zu erachten.

Ausgehend von dem in dieser Arbeit vorgestellten nichtlinearen Modell können zwei Ansatzpunkte zur Weiterentwicklung abgeleitet werden. Größtes Potential bieten hierbei die Untermodelle der Temperaturmodellierung. Detailliertere Wärmeverlustmodelle würden die Güte der Temperaturverläufe steigern. Zusätzlich könnte möglicherweise durch die Optimierung der physikalischen Parameter und Konstanten ebenfalls eine Verbesserung des Modells erzielt werden, wenngleich die Ergebnisse mit einer durchschnittlichen prozentualen Abweichung von unter 2% schon auf einem sehr niedrigen Wert liegen. Beide Ansätze hätten hingegen eine Steigerung des Identifikationsaufwands zur Folge.

Im Bereich der Mehrgrößenregelung sind abschließende Tests am Fahrzeug erforderlich, um auf diese Weise eine noch näher an der Serie liegende Erprobung zu ermöglichen. Anhand dieser Untersuchungen können weitere Entwicklungspotentiale entstehen. Werden etwa durch das Steuergerät unplausible Sollwerte vorgegeben oder tritt eine Beeinträchtigung der Stellglieder ein, ist ein Erreichen des Sollwerts durch die Regelung nicht möglich. Die hieraus eventuell entstehenden Probleme des fortlaufend integrierenden I-Anteils (Wind-Up) der beiden PIDT1-Regler wurden in dieser Arbeit nicht betrachtet. An dieser Stelle sind weitere Untersuchungen in Bezug auf Anti-Wind-Up Strategien erforderlich. Die zusätzlich sehr guten Ergebnisse der neuen Regelstruktur motivieren zu einer Erweiterung der betrachteten Regelstrecke. So könnte in zukünftigen Untersuchungen, auf Basis der vorgestellten linearen Identifikationsschemata, das lineare Modell auf zusätzliche Ein- und Ausgangsgrößen ausgedehnt werden. Auf diese Weise ist eine Mehrgrößenregelung auch für andere Betriebsarten des Dieselmotors denkbar.

# Anhang

## A.1 Ergänzungen zum Subspace Algorithmus

### Notationen

Für eine einfachere Beschreibung und Lösung der Subspace Identifikation werden die Ein- und Ausgangsgrößen in die sogenannten Hankel Matrizen  $\mathbf{U}_H^{(2mi \times j)}$  und  $\mathbf{Y}_H^{(2ri \times j)}$

$$\mathbf{U}_H = \begin{bmatrix} \mathbf{u}_0 & \mathbf{u}_1 & \cdots & \mathbf{u}_{j-1} \\ \mathbf{u}_1 & \mathbf{u}_2 & \cdots & \mathbf{u}_j \\ \vdots & \vdots & \ddots & \vdots \\ \mathbf{u}_{i-1} & \mathbf{u}_i & \cdots & \mathbf{u}_{i+j-2} \\ \mathbf{u}_i & \mathbf{u}_{i+1} & \cdots & \mathbf{u}_{i+j-1} \\ \mathbf{u}_{i+1} & \mathbf{u}_{i+2} & \cdots & \mathbf{u}_{i+j} \\ \vdots & \vdots & \ddots & \vdots \\ \mathbf{u}_{2i-1} & \mathbf{u}_{2i} & \cdots & \mathbf{u}_{2i+j-2} \end{bmatrix}, \quad \mathbf{Y}_H = \begin{bmatrix} \mathbf{y}_0 & \mathbf{y}_1 & \cdots & \mathbf{y}_{j-1} \\ \mathbf{y}_1 & \mathbf{y}_2 & \cdots & \mathbf{y}_j \\ \vdots & \vdots & \ddots & \vdots \\ \mathbf{y}_{i-1} & \mathbf{y}_i & \cdots & \mathbf{y}_{i+j-2} \\ \mathbf{y}_i & \mathbf{y}_{i+1} & \cdots & \mathbf{y}_{i+j-1} \\ \mathbf{y}_{i+1} & \mathbf{y}_{i+2} & \cdots & \mathbf{y}_{i+j} \\ \vdots & \vdots & \ddots & \vdots \\ \mathbf{y}_{2i-1} & \mathbf{y}_{2i} & \cdots & \mathbf{y}_{2i+j-2} \end{bmatrix} \quad (\text{A.1})$$

gegliedert. In diesem Zusammenhang kann  $i$  frei gewählt werden, muss jedoch größer als die maximale Ordnung des zu identifizierenden Systems sein. Im Gegensatz hierzu ergibt sich  $j$  aus der Anzahl der Messungen  $s$  mit  $j = s - 2i + 1$ , was die Berücksichtigung aller aufgezeichneten Messdaten gewährleistet. Zur Vervollständigung der Notation wird die erweiterte Beobachtbarkeitsmatrix des Systems durch

$$\mathbf{Q}^{(2ri \times n)} = \left[ \mathbf{C} \quad \mathbf{C}\mathbf{A} \quad \mathbf{C}\mathbf{A}^2 \quad \cdots \quad \mathbf{C}\mathbf{A}^{(2i-1)} \right]^T \quad (\text{A.2})$$

definiert. Wie in Abschnitt 4.1 beschrieben, basiert die 4SID auf der Projektion der Ein- bzw. Ausgangsdaten. Die orthogonale Projektion der Ausgangsdaten mit

$$\mathbf{U}_{H\perp}^{(j \times j)} = \mathbf{I} - \mathbf{U}_H^T (\mathbf{U}_H \mathbf{U}_H^T)^{-1} \mathbf{U}_H \quad (\text{A.3})$$

und folglich

$$\mathbf{U}_H \mathbf{U}_{H\perp} = \mathbf{0} \quad (\text{A.4})$$

führt zur Singulärwertzerlegung der Matrix  $\mathbf{Y}_H \mathbf{U}_{H\perp}$  des N4SID Algorithmus, vgl. Abbildung 4.1.

### Systemparameterbestimmung

Aus den ersten  $r$  Zeilen der erweiterten Beobachtbarkeitsmatrix  $\mathbf{Q}$  lässt sich die identifizierte Ausgangsmatrix  $\hat{\mathbf{C}}$  direkt ablesen. Die Systemmatrix kann durch die spezielle Beschaffenheit der Beobachtermatrix

$$\overline{\mathbf{Q}} = \underline{\mathbf{Q}} \hat{\mathbf{A}} \quad (\text{A.5})$$

aus dem Zusammenhang

$$\hat{\mathbf{A}} = \underline{\mathbf{Q}}^+ \overline{\mathbf{Q}}, \quad (\text{A.6})$$

wobei  $\underline{\mathbf{Q}}^+$  die pseudoinverse der Matrix  $\underline{\mathbf{Q}}^{((2ri-r)\times n)}$  beschreibt, bestimmt werden. Die Matrix  $\overline{\mathbf{Q}}^{((2ri-r)\times n)}$  beschreibt die Beobachtermatrix ohne die ersten  $r$  Zeilen und  $\underline{\mathbf{Q}}$  ohne die letzten  $r$  Zeilen. Liegt ein stark verrauschtes System vor, kann die Systemmatrix  $\hat{\mathbf{A}}$  durch Regression (vgl. Abschnitt 3.3.1) aus dem überbestimmten Gleichungssystem A.5 bestimmt werden. Zur Bestimmung der Eingangs- und Durchgriffsmatrix wird die in den  $z$ -Bereich transformierte Systemgleichung 4.3 herangezogen

$$\mathbf{y}_k = \hat{\mathbf{C}} (z\mathbf{I} - \hat{\mathbf{A}})^{-1} \hat{\mathbf{B}} \mathbf{u}_k + \hat{\mathbf{D}} \mathbf{u}_k. \quad (\text{A.7})$$

Die Lösung der  $s$  Gleichungen kann wiederum durch lineare Schätzalgorithmen, wie den der Methode der kleinsten Quadrate aus Abschnitt 3.3.1, bestimmt werden.

## A.2 Gardinerverfahren

Das Verfahren zur Zerlegung eines Ausgangssignals  $y(k)$  in unterschiedliche Grade der Nichtlinearität soll in den folgenden Ausführungen vorgestellt werden. Zur messtechnischen Bestimmung der Grade wird das System mit  $s$  unterschiedlichen Eingangsfolgen  $u_1, \dots, u_s$  angeregt [HK99]. Die Beziehungen der einzelnen Eingangsfolgen lassen sich durch den Zusammenhang

$$u_i(k) = \kappa_i u_1(k), \quad \begin{array}{l} i = 1, \dots, s \\ \kappa_1 = 1, \kappa_i \neq 0 \end{array} \quad (\text{A.8})$$

definieren. Für das  $i$ -te Ausgangssignal  $y_i(k)$  eines Systems mit dem Grad  $q$  und der Bedingung  $s > q$  folgt [BU16]

$$y_i(k) = \sum_{j=0}^q H_j[u_i(k)] = \sum_{j=0}^q \kappa_i^j H_j[u_1(k)]. \quad (\text{A.9})$$

Die Beziehungen  $H_0[u_i(k)], \dots, H_q[u_i(k)]$  beschreiben die Ausgangsgrößen der einzelnen Systeme bis zum Grad  $q$  und  $H_0, \dots, H_q$  die zugehörigen Operatoren, siehe Abbildung A.1. Die Verknüpfung der Gleichungen A.8 und A.9 führt zum Gleichungssystem

$$\underbrace{\begin{bmatrix} y_1(k) \\ y_2(k) \\ \vdots \\ y_s(k) \end{bmatrix}}_{\mathbf{y}(k)} = \underbrace{\begin{bmatrix} 1 & \kappa_1 & \cdots & \kappa_1^q \\ 1 & \kappa_2 & \cdots & \kappa_2^q \\ \vdots & \vdots & \ddots & \vdots \\ 1 & \kappa_s & \cdots & \kappa_s^q \end{bmatrix}}_{\mathbf{\Gamma}} \underbrace{\begin{bmatrix} H_0[u(k)] \\ H_1[u(k)] \\ \vdots \\ H_s[u(k)] \end{bmatrix}}_{\mathbf{H}[u(k)]}. \quad (\text{A.10})$$

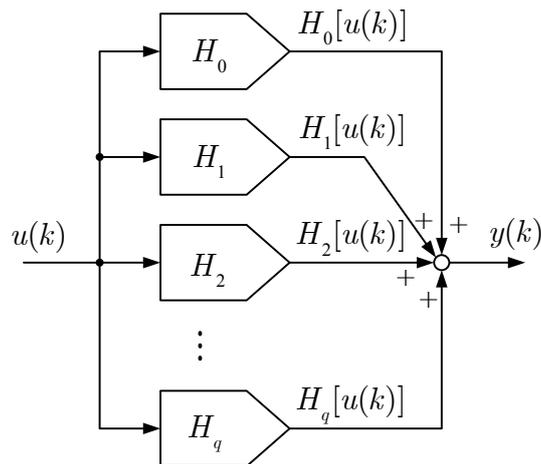
Die Lösung des linearen Gleichungssystems

$$\mathbf{y}(k) = \mathbf{\Gamma} \mathbf{H}[u(k)] \quad (\text{A.11})$$

kann mit Hilfe der Methode der kleinsten Quadrate, vorgestellt in Abschnitt 3.3.1, mit  $\hat{\mathbf{p}} = \mathbf{H}[u(k)]$ ,  $\mathbf{Z} = \mathbf{\Gamma}$  und  $\mathbf{y} = \mathbf{y}(k)$  bestimmt werden. Für den speziellen Fall  $s = q + 1$  ist eine direkte Bestimmung der Matrix  $\mathbf{H}[u(k)]$  aus der inversen der Matrix  $\mathbf{\Gamma}$ , die die Eigenschaft einer sogenannten Vandermonde-Matrix aufweist, durch den Zusammenhang

$$\mathbf{H}[u(k)] = \mathbf{\Gamma}^{-1} \mathbf{y}(k) \quad (\text{A.12})$$

möglich [HK99].



**Abbildung A.1:** Systemzerlegung in  $q + 1$  homogene Systeme [BU16]

### A.3 Numerischer Reglerentwurf

Das Übertragungsverhalten des Luftsystems von den Eingangsgrößen zu den Ausgangsgrößen wird für kleine Auslenkungen der Stellgrößen um den Mittelwert durch eine lineare Zustandsraumdarstellung beschrieben. Aus der Identifikation resultieren die Systemmatrix, die Eingangsmatrix und die Ausgangsmatrix:

$$\mathbf{A} = \begin{bmatrix} 0,4575 & 0,5959 & -0,5313 & 0,1610 & 0,0891 \\ -6,499 & 2,2520 & 1,1300 & -0,0389 & 0,1874 \\ -1,117 & 1,3290 & -0,2272 & 0,3648 & 0,9689 \\ 0,1374 & -0,2250 & 0,2304 & 0,9200 & 4,2440 \\ 0,0007 & -0,0005 & 0,0003 & -0,0003 & 0,9116 \end{bmatrix}, \quad (\text{A.13})$$

$$\mathbf{B} = \begin{bmatrix} 9,0057 & 0,0281 \\ -10,7667 & 0,0514 \\ -2,1460 & 0,4689 \\ 0,2830 & 2,2418 \\ 0,0013 & 2,557 \end{bmatrix} 10^{-3}, \quad (\text{A.14})$$

$$\mathbf{C} = \begin{bmatrix} 2,3407 & -0,3072 & -0,3971 & 1,3258 & 4,2738 \\ -27,2984 & -0,3389 & 12,4125 & -1,0297 & 4,0972 \end{bmatrix} 10^{-3}. \quad (\text{A.15})$$

Dementsprechend sind die fünf Eigenwerte des Systems durch  $\lambda_{1,2} = 0,7666 \pm 0,1929i$ ,  $\lambda_3 = 0,8822$ ,  $\lambda_4 = 0,9237$  und  $\lambda_5 = 0,9745$  und die drei Nullstellen des Systems durch  $\gamma_{1,2} = 0,7348 \pm 0,1533i$  und  $\gamma_3 = 0,0008$  gekennzeichnet. Unter Berücksichtigung der Systemordnung  $\delta = 2$  und den Entwurfsschritten aus Kapitel 5 folgt mit den frei vorgebbaren Eigenwerten der Regelung  $\lambda_{11} = 0.9094$ ,  $\lambda_{21} = 0.8840$  und  $\lambda_{22} = 0.8526$  die Zustandsrückführung

$$\mathbf{K} = \begin{bmatrix} -4,7478 & -0,0682 & 2,0772 & -0,5996 & -14,5080 \\ -62,2323 & -0,8152 & 28,0223 & -2,3908 & 105,8456 \end{bmatrix} \quad (\text{A.16})$$

und das Vorfilter

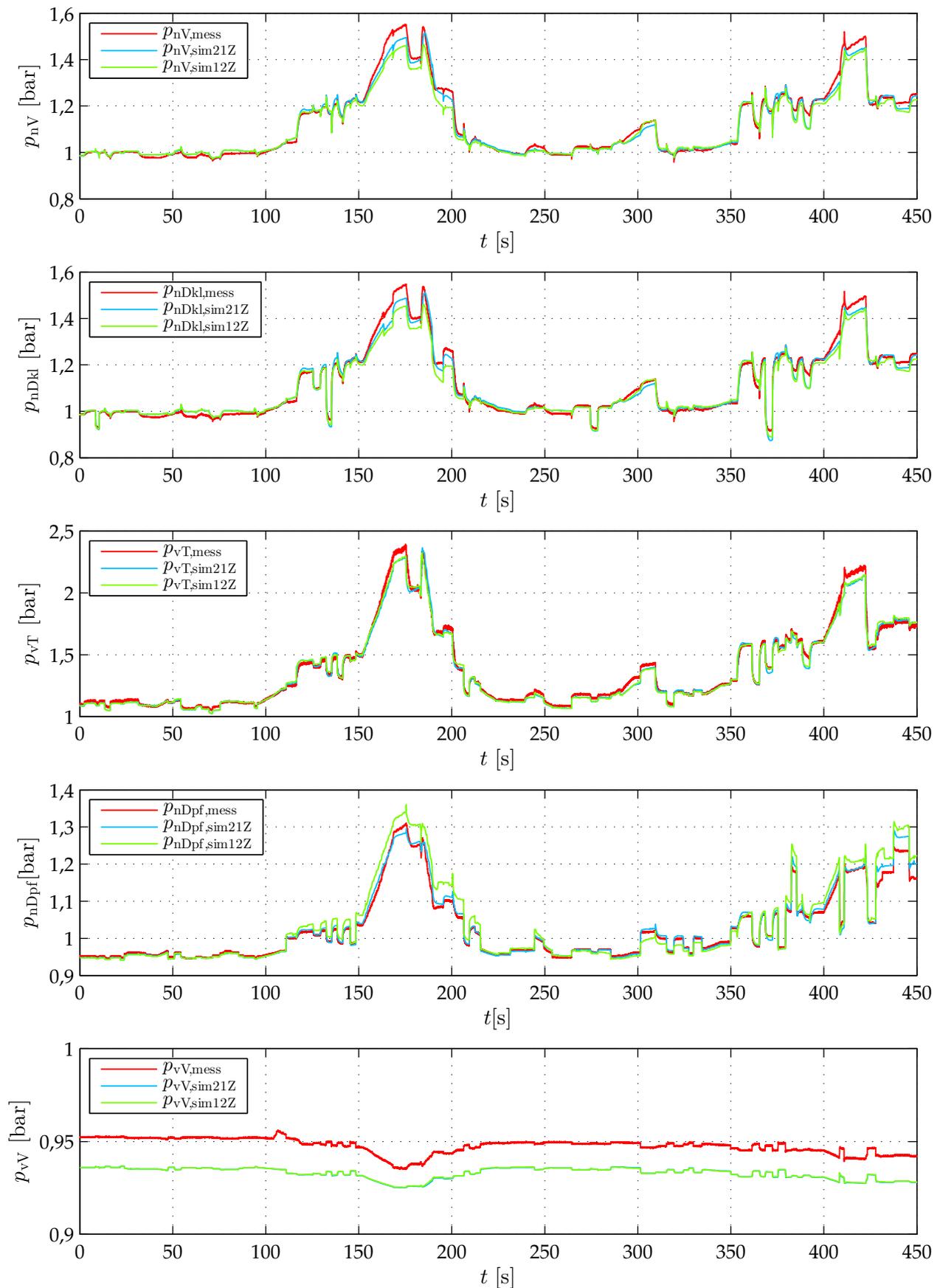
$$\mathbf{V} = \begin{bmatrix} 0,0559 & -0,2841 \\ 1,2568 & 1,1811 \end{bmatrix} 10^3. \quad (\text{A.17})$$

## A.4 Ergänzende Auswertung zur Reduzierung der Modellordnung

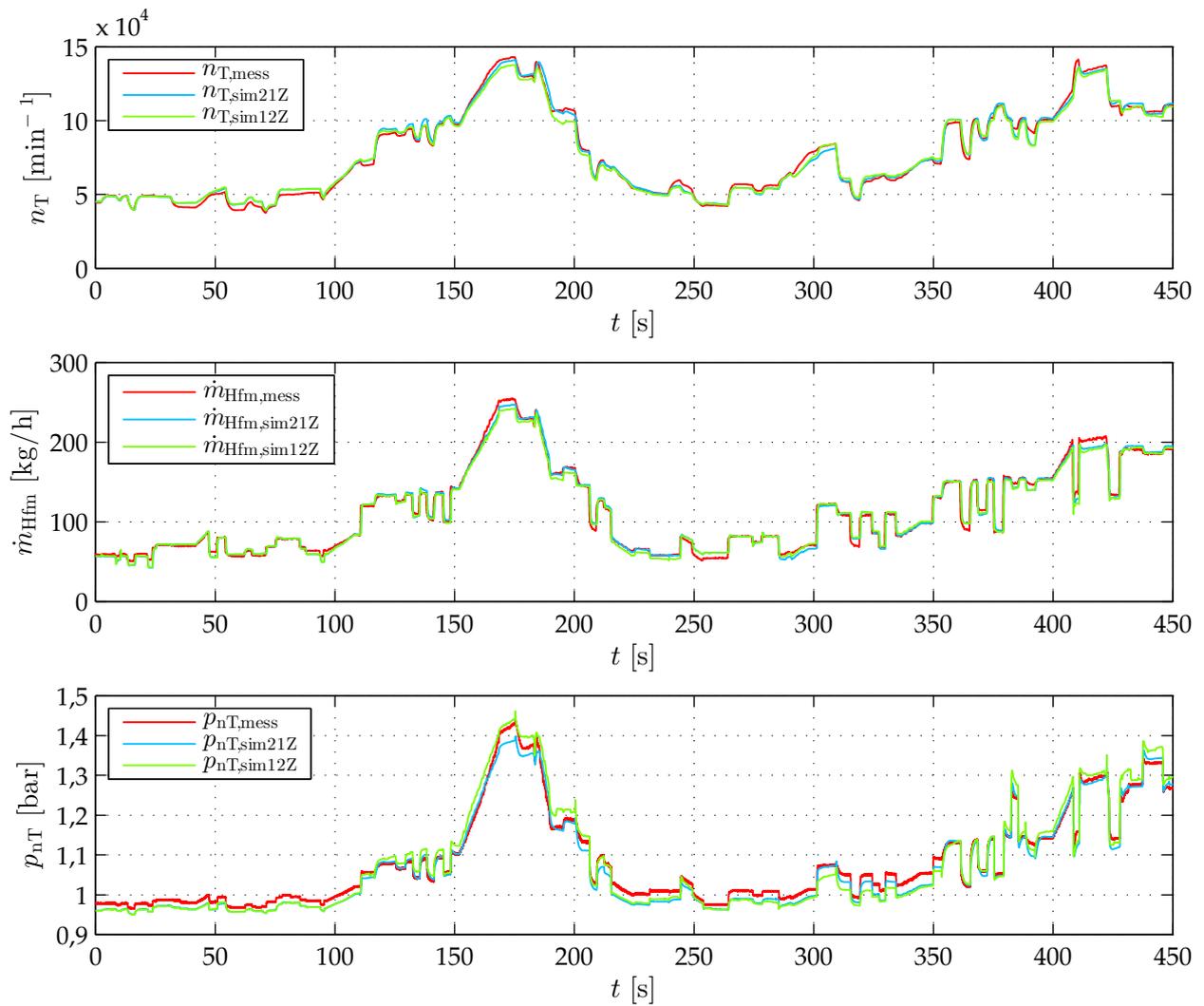
In diesem Abschnitt folgen die Auswertungen zu der in Abschnitt 3.6 aufgeführten Reduzierung der Zustandsgrößen des nichtlinearen Modells. Die mit dem vereinfachten Modell erzeugten Größen weisen die in Tabelle A.1 aufgeführten durchschnittlichen prozentualen Fehler  $e_{\text{mpro}}$  und durchschnittlichen absoluten Fehler  $e_{\text{mabs}}$  auf. Die durchschnittliche prozentuale Abweichung aller Vergleichsgrößen liegt mit 2,0% etwas höher als die des Ausgangsmodells mit 1,8%. Die durch eine Zustandsgröße abgebildeten Drücke sind in Abbildung A.2 im Vergleich mit den gemessenen Drücken und den Drücken des Ausgangsmodells dargestellt. Die durchschnittliche absolute Abweichung der Drücke liegt mit 0,017 bar insgesamt 3,0 mbar über dem Wert des Ausgangsmodells. Ergänzend zu den Drücken zeigt Abbildung A.3 den Vergleich der Turboladerdrehzahl, des Frischluftmassenstroms und des Drucks nach Turbine mit den gemessenen Werten sowie den simulierten Größen des Ausgangsmodells mit 21 Zuständen.

**Tabelle A.1:** Durchschnittliche prozentuale und absolute Fehler der simulierten Werte mit 12 Zuständen

Variable	$e_{\text{mpro}}$	$e_{\text{mabs}}$
$p_{\text{nV}}$	1,72%	0,017 bar
$p_{\text{nDkl}}$	1,44%	0,017 bar
$p_{\text{vT}}$	1,45%	0,021 bar
$p_{\text{nDpf}}$	1,43%	0,015 bar
$p_{\text{vV}}$	1,56%	0,015 bar
$p_{\text{nT}}$	1,81%	0,019 bar
$n_{\text{T}}$	3,18%	2271 min <sup>-1</sup>
$\dot{m}_{\text{Hfm}}$	3,69%	3,67 kg/h



**Abbildung A.2:** Vergleich der Drücke des vereinfachten Modells (grün) und des Ausgangsmodells mit 21 Zuständen (blau) sowie der gemessenen Drücke (rot)



**Abbildung A.3:** Vergleich zwischen Ausgangsgröße des nichtlinearen Simulationsmodells mit 12 Zuständen (grün) und mit 21 Zuständen (blau) sowie dem Messwert (rot)

# Abkürzungs- und Symbolverzeichnis

Symbol	Erläuterung
--------	-------------

## Abkürzungen

AGR	Abgasrückführung
AKL	Abgasklappe
APRBS	Amplitude modulated pseudo random binary sequence
DKL	Drosselklappe
DOC	Diesel-Oxidationskatalysator
DPF	Dieselpartikelfilter
HDAGR	Hochdruckabgasrückführung
HFM	Heißfilmluftmassenmesser
LLK	Ladeluftkühler
NDAGR	Niederdruckabgasrückführung
NSC	NO <sub>x</sub> -Speicherkatalysator
PRBS	Pseudo random binary sequence
VTG	Variable Turbinengeometrie

## Skalare

$A_{DKL}$	Querschnittsfläche der Drosselklappe
$A_{Hagr}$	Querschnittsfläche des HDAGR-Ventils
$A_{max}$	Maximale Amplitude des APRBS-Signals
$A_{min}$	Minimale Amplitude des APRBS-Signals
$A_{theo}$	Theoretisch berechnete Querschnittsfläche des HDAGR-Ventils
$A_V$	Verdichterquerschnittsfläche
$A_{Vtg}$	Querschnittsfläche der variablen Turbinengeometrie
$c$	Optimierungsparameter
$c_{p,Ab}$	Spezifische Wärmekapazität Abgas
$c_{p,Lu}$	Spezifische Wärmekapazität Frischluft
$d_R$	Durchmesser der Rohrleitung
$e_{abs}$	Absoluter Fehler
$e_{beo}$	Beobachterfehler

---

<b>Symbol</b>	<b>Erläuterung</b>
$e_{\text{mabs}}$	Mittlerer absoluter Fehler
$e_{\text{mrel}}$	Mittlerer relativer Fehler
$e_{\text{rel}}$	Relativer Fehler
$f$	Frequenz, allgemein
$f_{\text{hs}}$	Statische Nichtlinearität
$f_{\text{mDkl}}$	Optimierungsfunktion, Drosselklappenmassenstrom
$f_{\text{mt}}$	Optimierungsfunktion, Turbinenmassenstrom
$f_{\text{pV}}$	Optimierungsfunktion, Druck vor Verdichter
$G$	Übertragungsfunktion
$H$	Systemoperator
$h_{\text{E}}$	Heizwert des Kraftstoffs
$K$	Klirrfaktor
$K_{\text{P}}$	Proportionale Verstärkung
$L$	Sequenzlänge
$l_{\text{V}}$	Verdichterlänge
$l_{\text{R}}$	Länge der Rohrleitung
$M$	Anzahl Optimierungsparameter
$m$	Anzahl der Eingänge
$\dot{m}_{\text{Akl}}$	Abgasklappenmassenstrom
$\dot{m}_{\text{Dkl}}$	Drosselklappenmassenstrom
$\dot{m}_{\text{E}}$	Kraftstoffmassenstrom
$\dot{m}_{\text{Hfm}}$	Frischlufmassenstrom
$\dot{m}_{\text{Hagr}}$	HDAGR-Massenstrom
$\dot{m}_{\text{Nagr}}$	NDAGR-Massenstrom
$\dot{m}_{\text{T}}$	Turbinenmassenstrom
$\dot{m}_{\text{V}}$	Verdichtermassenstrom
$\dot{m}_{\text{Za}}$	Zylinderauslassmassenstrom
$\dot{m}_{\text{Ze}}$	Zylindereinlassmassenstrom
$N$	Anzahl, allgemein
$n$	Systemordnung
$n_{\text{M}}$	Motordrehzahl
$n_{\text{T}}$	Turboladerdrehzahl
$\tilde{n}_{\text{T}}$	Statische Turboladerdrehzahl
$N_{\text{Zyl}}$	Zylinderanzahl
$N_{\gamma}$	Anzahl der invarianten Nullstellen
$P$	Anzahl der Oberwellen

---

---

<b>Symbol</b>	<b>Erläuterung</b>
$p$	Druck
$p_i$	Zylinderinnendruck
$p_{amb}$	Umgebungsdruck
$\Delta p_{DPF}$	Druckverlust über DPF
$p_{nDkl}$	Druck nach Drosselklappe/Saugrohrdruck
$p_{nDpf}$	Druck nach DPF
$p_{nOxi}$	Druck nach DOC
$p_{nT}$	Druck nach Turbine
$p_{nV}$	Druck nach Verdichter/Ladedruck
$p_{V0}$	Druck am Verdichteraustritt
$p_{vT}$	Druck vor Turbine
$p_{vV}$	Druck vor Verdichter
$\dot{Q}_E$	Zugeführter Wärmestrom des Kraftstoffs
$\dot{Q}_{Gas}$	Wärmestrom von Einlass zum Auslass
$\dot{Q}_h$	Verlustwärmestrom
$\dot{Q}_M$	Indizierte Leistung des Motors
$r$	Anzahl der Ausgänge
$R$	Bestimmtheitsmaß
$R_{Ab}$	spezifische Gaskonstante Abgas
$R_{Lu}$	spezifische Gaskonstante Frischluft
$s$	Anzahl der Messungen
$r_V$	Verdichterradius
$t$	Zeit, allgemein
$T_1$	Zeitkonstante, DT1-Anteil
$T_a$	Abtastzeit
$T_D$	Vorhaltezeit
$T_I$	Integrationszeit
$T_{ms}$	Periodendauer des Multisinus-Signals
$T_{nDpf}$	Zeitkonstante, Temperatur nach DPF
$T_{nV}$	Zeitkonstante, Temperatur nach Verdichter
$T_{SF}$	Zeitkonstante, Sollwertformung
$T_{uDkl1}$	Zeitkonstante, Stellglied Drosselklappe
$T_{uDkl2}$	Zeitkonstante, Stellglied Drosselklappe
$T_{vT}$	Zeitkonstante, Temperatur vor Turbine
$T_{vV}$	Zeitkonstante, Temperatur vor Verdichter
$u$	Eingangsgröße, allgemein

---

---

Symbol	Erläuterung
$\bar{u}$	Mittelwert, Stellgröße
$u_{\text{AKl}}$	AKL Sollposition
$\tilde{u}_{\text{AKl}}$	AKL Istposition
$\tilde{\tilde{u}}_{\text{AKl}}$	AKL Zustandgröße
$u_{\text{DKl}}$	DKL Sollposition
$\tilde{u}_{\text{DKl}}$	DKL Istposition
$\tilde{\tilde{u}}_{\text{DKl}}$	DKL Zustandsgröße
$u_{\text{E}}$	Gesamteinspritzmenge
$u_{\text{Hagr}}$	HDAGR-Ventil Sollposition
$\tilde{u}_{\text{Hagr}}$	HDAGR-Ventil Istposition
$\tilde{\tilde{u}}_{\text{Hagr}}$	HDAGR-Ventil Zustandsgröße
$u_{\text{ms}}$	Signalverlauf Multisinus
$u_{\text{Nagr}}$	NDAGR-Klappe Sollposition
$\tilde{u}_{\text{Nagr}}$	NDAGR-Klappe Istposition
$\tilde{\tilde{u}}_{\text{Nagr}}$	NDAGR-Klappe Zustandsgröße
$\hat{u}_{\text{s}}$	Scheitelwert der Eingangsgröße
$u_{\text{V}}$	Fluidgeschwindigkeit
$u_{\text{Vtg}}$	VTG Sollposition
$\tilde{u}_{\text{Vtg}}$	VTG Istposition
$\tilde{\tilde{u}}_{\text{Vtg}}$	VTG Zustandsgröße
$V_{\text{nDkl}}$	Volumen des Einlasskrümmers
$V_{\text{nDpf}}$	Volumen nach DPF
$V_{\text{vT}}$	Volumen des Auslasskrümmers
$V_{\text{nV}}$	Volumen nach Verdichter
$V_{\text{vV}}$	Volumen vor Verdichter
$V_{\text{Z}}$	Gesamtverdrängungsvolumen der Zylinder
$v$	Ausgangswert der statischen Nichtlinearität
$y$	Ausgangsgröße, allgemein
$\bar{y}$	Mittelwert, Ausgangsgröße
$\hat{y}_{\text{s}}$	Scheitelwert der Ausgangsgröße
$\alpha$	Wärmeübergangskoeffizient
$\gamma$	Invariante Nullstelle des Systems
$\delta$	Differenzordnung
$\eta_{\text{L}}$	Volumetrischer Wirkungsgrad
$\vartheta$	Temperatur, allgemein
$\vartheta_{\text{amb}}$	Umgebungstemperatur

---

<b>Symbol</b>	<b>Erläuterung</b>
$\vartheta_{nDkl}$	Temperatur nach Drosselklappe
$\vartheta_{nDpf}$	Temperatur nach DPF
$\vartheta_{nT}$	Temperatur nach Turbine
$\vartheta_{nV}$	Temperatur nach Verdichter
$\vartheta_{vT}$	Temperatur vor Turbine
$\vartheta_{vV}$	Temperatur vor Verdichter
$\vartheta_{Za}$	Zylinderauslasstemperatur
$\kappa$	Stationäre Verstärkung
$\kappa_{Lu}$	Isentropenexponent Frischluft
$\lambda_{\mu}$	Eigenwerte
$\xi$	Dämpfungsfaktor
$\Pi_{Akl}$	Druckverhältnis über Abgasklappe
$\Pi_{DKL}$	Druckverhältnis über Drosselklappe
$\Pi_{Hagr}$	Druckverhältnis über HDAGR-Ventil
$\Pi_{Nagr}$	Druckverhältnis über NDAGR-Ventil
$\Pi_T$	Druckverhältnis über Turbine
$\Pi_{wS}$	Druckverhältnis über wirkende Scheibe
$\rho_{Hfm}$	Dichte des Fluids
$\rho_Z$	Dichte des Fluids im Zylinder
$\tau_{uDkl}$	Totzeit, Stellglied Drosselklappe
$\phi$	Schröder Phase
$\phi_a$	Phaseverschiebung
$\Phi_{Hfm}$	Volumetrischer Durchflusskoeffizient
$\Psi$	Durchflussfunktion
$\omega_T$	Turboladerwinkelgeschwindigkeit
<b>Matrizen/Vektoren</b>	
<b><math>A</math></b>	Systemmatrix
<b><math>B</math></b>	Eingangsmatrix
<b><math>C</math></b>	Ausgangsmatrix
<b><math>D</math></b>	Durchgangsmatrix
<b><math>D_f</math></b>	Jacobi-Matrix
<b><math>e</math></b>	Fehlervektor
<b><math>e</math></b>	Einheitsvektor
<b><math>e_{PID}</math></b>	Regeldifferenz
<b><math>G</math></b>	Übertragungsmatrix, allgemein

---

Symbol	Erläuterung
$H$	Toeplitz Matrix
$I$	Einheitsmatrix
$K$	Reglermatrix
$L$	Beobachtermatrix
$M$	Gewichtungsmatrix
$N$	Gewichtungsmatrix
$\hat{p}$	Parametervektor
$Q$	Beobachtbarkeitsmatrix
$Q_r$	Kovarianzmatrix des Prozessrauschens
$R$	Kovarianzmatrix des Messrauschens
$S_S$	Steuerbarkeitsmatrix
$T$	Matrix der Eigenvektoren
$U_H$	Hankel Matrix, Eingänge
$u$	Eingangsgroßen, Stellgrößen
$V$	Vorfilter
$v$	Eigenvektoren
$w$	Sollgrößen
$W$	$z$ -transformierte Sollgrößen
$X$	Zustandsmatrix
$x$	Zustandsvektor
$\hat{x}$	Geschätzter Zustandsvektor
$Y$	$z$ -transformierte Ausgangsgroßen
$Y_H$	Hankel Matrix, Ausgänge
$y$	Gemessene Ausgangsgroßen
$\hat{y}$	Geschätzte Ausgangsgroßen
$y_v$	Wunschverhalten
$Z$	Gemessene Abhängigkeiten
$\Gamma$	Vandermond Matrix

---

## Literaturverzeichnis

- [AB06] Abel, D. und A. Bollig, *Rapid Control Prototyping. Methoden und Anwendungen*, Springer, Berlin Heidelberg, 2006.
- [AFP08] Amphlett, S., T. Fickenscher und P. Niven, Kurbelwinkelaufgelöste Echtzeit-Motorsimulation zur Optimierung von Steuerstrategien, *MTZ-Motortechnische Zeitschrift* **69** (2008), S. 618-622.
- [Al10] Alberti, P., *Von der Gemischbildung zu den Schadstoffemissionen im Dieselmotor auf direktem Weg*, Dissertation, Universität Magdeburg, 2010.
- [ANN12] Ali, S. A., B. N'doye und L. Nicolas, Sliding mode control for Turbocharged Diesel Engine, *Proceedings of the 20th IEEE Mediterranean Conference on Control and Automation*, Barcelona 2012, S. 996-1001.
- [Bo11] Bohn, C., *Regelungstechnik III*, Vorlesungsskript, Technische Universität Clausthal, 2011.
- [BRS99] Braun, M.W., D.E. Rivera, A. Stenman, W. Foslien und C. Hrenya, Multi-level pseudo-random signal design and "model-on-demand" estimation applied to nonlinear identification of a RTP wafer reactor, *Proceedings of the 3rd IEEE American Control Conference*, San Diego 1999, S. 1573-1577.
- [BS13] Braess, H.-H. und U. Seiffert, *Vieweg Handbuch Kraftfahrzeugtechnik*, 7. Auflage, Springer, Wiesbaden, 2013.
- [BU16] Bohn, C. und H. Unbehauen, *Identifikation dynamischer Systeme. Methoden zur experimentellen Modellbildung anhand von Messdaten*, Springer Vieweg, Wiesbaden, 2017.
- [CL71] Chang, F. und R. Luus, A noniterative method for identification using Hammerstein model, *IEEE Transactions on Automatic Control* **16** (1971), S. 464-468.
- [CP13] Cirstoiu, S. und O. Pages, Modelling and control solutions for the turbocharged diesel engines, *Proceedings of the 2nd IEEE International Conference on Systems and Computer Science*, Villeneuve d'Ascq 2013, S. 9-13.

- 
- [Di98] Dixon, S.L., *Fluid Mechanics and Thermodynamics of Turbomachinery*, 4. Auflage, Butterworth-Heinemann, Woburn, 1998.
- [DMO01] Datta, B. N., B. de Moor, P. van Overschee und W. Favoreel *Applied and Computational Control, Signals, and Circuits*, Springer, New York, 2001.
- [DP04] Dittmar, R. und B.-M. Pfeiffer, *Modellbasierte prädiktive Regelung*, Oldenbourg, München, 2004.
- [FGT06] Fiorani, P., Gambarotta, A., Tonetti, M. und E. Lanfranco, A Real-time Model for the Simulation Steady and Transient Behaviour of Automotive Engines, *SAE Technical Paper 2006-01-3007*, 2006.
- [FW67] Falb, P. und W.A. Wolovich, Decoupling in the design and synthesis of multi-variable control systems, *IEEE Transactions on Automatic Control* **12** (1967), S. 651-659.
- [Ga66] Gardiner, A.B., Elimination of the effect of nonlinearities on process crosscorrelations, *Electronics Letters* **2** (1966), S. 164-165.
- [Ga68] Gardiner, A.B., Determination of the linear output signal of a process containing single valued nonlinearities, *Electronics Letters* **4** (1968), S. 224-226.
- [Ga76] Gallman, P.G., A comparison of two Hammerstein model identification algorithm, *IEEE Transactions on Automatic Control* **21** (1976), S. 124-126.
- [Go16] Gottschalk, J., *Modellbildung von Gastemperaturen am Luftpfad moderner PKW-Dieselmotoren unter Berücksichtigung von Wärmeleitungseffekten*, Bachelorarbeit, Technische Universität Clausthal, 2016.
- [Gr08] Gruden, D., *Umweltschutz in der Automobilindustrie. Motor, Kraftstoffe, Recycling*, Vieweg+Teubner, Wiesbaden, 2008.
- [Gr76] Greitzer, E.M., Surge and Rotating Stall in Axial Flow Compressors - Part I: Theoretical Compression System Model, *Journal of Engineering for Power* **98** (1976), S. 190-198.
- [He09] Heuck, M., *Modellgestütztes Luftsystem-Management für einen Pkw-Dieselmotor mit Hoch- und Niederdruck-Abgasrückführsystemen*, Dissertation, Universität Magdeburg, 2009.
- [He88] Heywood, J.B., *Internal Combustion Engine Fundamentals*, McGraw-Hill, New York, 1988.

- [HK99] Haber, R. und L. Keviczky, *Nonlinear System Identification. Input-Output Modeling Approach*, Kluwer, Dordrecht, 1999.
- [Ho03] Hofmann, S., *Identifikation von nichtlinearen mechatronischen Systemen auf der Basis von Volterra-Reihen*, Dissertation, Technische Universität München, 2003.
- [Hö09] Höffken, T., *Untersuchung zur Durchströmung, Beladung und Regeneration eines Diesel-Partikelfilters*, Dissertation, Universität Stuttgart, 2009.
- [HSM14] Herzog, A., F. Skorupa, R. Meinecke und R. Frase, Thermomanagement im Luftsystem von Verbrennungsmotoren, *MTZ-Motortechnische Zeitschrift* **75** (2014), S. 42-47.
- [Is88] Isermann, R., *Identifikation dynamischer Systeme. Band I: Frequenzmessung, Fourieranalyse, Korrelationsanalyse, Einführung in die Parameterschätzung*, Springer, Berlin Heidelberg, 1988.
- [JG03] Jung, M. und K. Glover, Control-oriented linear parameter-varying modelling of a turbocharged diesel engine, *Proceedings of the 1st IEEE Conference on Control Applications*, Istanbul 2003, S. 155-160.
- [JJK00] Jankovic, M., M. Jankovic und I. Kolmanovsky, Constructive Lyapunov control design for turbocharged diesel engines, *Proceedings of the IEEE Transactions on Control Systems Technology* **8** (2000), S. 288-299.
- [Ju03] Jung, M., *Mean-Value Modelling and Robust Control of the Airpath of a Turbocharged Diesel Engine*, Dissertation, University of Cambridge, 2003.
- [JV10] Jaschek, H. und H. Voos, *Grundkurs der Regelungstechnik. Einführung in die praktischen und theoretischen Methoden*, 15. Auflage, Oldenbourg, München, 2010.
- [KHC14] Keulen T. van, G. van der Heijden und C. Criens, Systematic calibration procedure for the air path control of diesel engines, *Beitrag in Internationaler Motorenkongress*, Baden-Baden 2014, S.356-279.
- [KKS11] Kocher, L., E. Koeberlein, K. Stricker, D. G. van Alstine, B. Biller und G. M. Shaver, Control-oriented modelling of diesel engine gas exchange, *Proceedings of the IEEE American Control Conference*, San Francisco 2011, S. 1555-1560.

- 
- [KMN98] Kolmanovsky, I., P. Moraal, M. van Nieuwstadt und A. Stefanopoulou, Issues in Modelling and Control of Intake Flow in Variable Geometry Turbocharged Engines, *Proceedings of the 18th IFIP Conference on System Modeling and Optimization*, Detroit 1998, S. 436-445.
- [Ko06] Kopp, C., *Variable Ventilsteuerung für PKW-Dieselmotoren mit Direkteinspritzung*, Dissertation, Universität Magdeburg, 2006.
- [Ko08] Koop, J., *Dataillierte Modellierung der Pt-katalysierten Schadstoffminderung in Abgasen moderner Verbrennungsmotoren*, Dissertation, Universität Karlsruhe, 2008.
- [Kr15] Kraftfahrt-Bundesamt, *Jahresbilanz der Neuzulassungen 2015*, <http://www.kba.de/DE/Statistik/Fahrzeuge/Neuzulassungen>, abgerufen am 20.04.2016.
- [KW82] Korn, U. und H.-H. Wilfert: *Mehrgrößenregelungen. Moderne Entwurfprinzipien im Zeit- und Frequenzbereich*, Springer, Berlin Heidelberg, 1982.
- [La90] Larimore, W. E., Canonical variate analysis in identification, filtering, and adaptive control, *Proceedings of the 29th IEEE Conference on Decision and Control*, Honolulu 1990, S. 596-604.
- [LE11] Linden, E. und D. Elofsson, *Model-based turbocharged control. A common approach for SI and CI engines*, Masterarbeit, Linköping Universität, 2011.
- [Le44] Levenberg, K., A method for the solution of certain non-linear problems in least squares, *Quarterly of Applied Mathematics* **2** (1944), S. 164-168.
- [Lj03] Ljung, L., Aspects and Experiences of User Choices in Subspace Identification, *Proceedings of the 13th IFAC Symposium on System Identification*, Rotterdam 2003, S. 1802-1807.
- [Lo91a] Lohmann, B., *Vollständige und teilweise Führungsentkopplung im Zustandsraum*, Dissertation, Universität Karlsruhe, 1991.
- [Lo91b] Lohmann, B., Vollständige Entkopplung durch dynamische Zustandsrückführung, *Automatisierungstechnik* **39** (1991), S. 459-464.
- [Lo91c] Lohmann, B., Vollständige und teilweise Entkopplung dynamischer Systeme durch konstante Zustandsrückführung, *Automatisierungstechnik* **39** (1991), S. 329-334.

- [Lu06] Lunze, J., *Regelungstechnik 2. Mehrgrößensysteme, Digitale Regelung*, 4. Auflage, Springer, Berlin Heidelberg, 2006.
- [Lu71] Luenberger, D. G., An introduction to observers, *IEEE Transactions on Automatic Control* **16** (1971), S. 596-602.
- [Lu95] Ludyk, G., *Theoretische Regelungstechnik 2. Zustandsrekonstruktion, optimale und nichtlineare Regelungssysteme*, Springer, Berlin Heidelberg, 1995.
- [LZ06] Landau, I.D. und G. Zito, *Digital Control Systems. Design, Identification and Implementation*, Springer, Berlin Heidelberg, 2006.
- [Ma63] Marquardt, D. W., An algorithm for least-squares estimation of nonlinear parameters, *Journal of the Society for Industrial and Applied Mathematics* **11** (1963), S. 431-441.
- [MCM05] Müller, V., R. Christmann, S. Münz und V. Gheorghiu, System und Regelungskonzept für zukünftige Turbolader-Abgasrückführsysteme für turboaufgeladene Diesel PKW, *Beitrag in aufladetechnische Konferenz*, Dresden 2005.
- [MEI12] Maruyama, T., A. Ejiri, Y. Ikai und K. Shimotani, Model Predictive Control considering disturbances in diesel engine air intake systems, *Proceedings of the IEEE International Conference on Control Applications*, Dubrovnik 2012, S. 401-408.
- [MN98] Matsumoto, M. und T. Nishimura, Mersenne twister: a 623-dimensionally equidistributed uniform pseudo-random number generator, *ACM Transactions on Modeling and Computer Simulation* **8** (1998), S. 3-30.
- [MNT04] Madsen, L., H.B. Nielsen und O. Tingleff, *Methods for non-linear least squares problems*, Technical report of the Department of Informatics and Mathematical Modelling. Technical University of Denmark, Kongens Lyngby, 2004.
- [Ne01] Nelles, O., *Nonlinear System Identification*, Springer, Berlin Heidelberg, 2001.
- [NG66] Narendra, K.S. und P.G. Gallman, An iterative method for the identification of the nonlinear systems using the Hammerstein model, *IEEE Transactions on Automatic Control* **11** (1966), S. 546-550.
- [NI95] Nelles, O. und R. Isermann, Identification of nonlinear dynamic systems classical methods versus radial basis function networks, *Proceedings of the 5th IEEE American Control Conference*, Seattle 1995, S. 3786-3790.

- 
- [Ni99] Nielsen, H.B., *Damping parameter in Marquardt's method*, Technical report of the Department of Informatics and Mathematical Modelling, Technical University of Denmark, Kongens Lyngby, 1999.
- [Nö10] Nöthen, C., *Strategien zur Gassystemregelung von PKW-Dieselmotoren*, Dissertation, Universität Magdeburg, 2010.
- [OM94] Overschee van, P. und B. de Moor, N4SID: Subspace Algorithm for the Identification of Combines Deterministic-Stochastic Systems, *Automatica* **30** (1994), S. 75-93.
- [OM96] Overschee van, P. und B. de Moor, *Subspace Identification for Linear Systems. Theory-Implementation-Applications*, Kluwer Academic Publishers, Norwell, 1996.
- [ORO97] Ouenou-Gamo, S., A. Rachid und M. Ouladsine, A nonlinear controller of a turbocharged diesel engine using sliding mode, *Proceedings of the IEEE International Conference on Control Applications*, Hartford 1997, S. 803-805.
- [PB07] Plaßmann, W. und W. Böge, *Handbuch Elektrotechnik. Grundlagen und Anwendungen für Elektroniker*, 4. Auflage, Springer Vieweg, Wiesbaden, 2007.
- [PBG06] Pérez, E., X. Blasco, S. Garcia-Nieto und J. Sanchis, Diesel engine identification and predictive control using Wiener and Hammerstein models, *Proceedings of the IEEE Conference on Computer Aided Control System Design*, München 2006, S. 2417-2423.
- [PBM48] Poske, F., B. Bavnik, E. C. Müller, *Lehrbuch der Physik für höhere Lehranstalten*, Friedr. Vieweg + Sohn, Braunschweig, 1948.
- [Pfl11] Pfeil, K. von, *Ladedruck- und Luftmassenregelung von aufgeladenen Dieselmotoren mit lokal linearen Modellen und Optimierung des dynamischen Emissionsverhaltens im Raumbetrieb*, Dissertation, Technische Universität Darmstadt, 2011.
- [Pr81] Profos, P., *Einführung in die Systemdynamik*, Springer Fachmedien, Wiesbaden, 1981.
- [RBA06] Richert, F., A. Bollig und D. Abel, Automatisierter Entwurf nichtlinearer prädiktiver Regler für Dieselmotoren, *Automatisierungstechnik* **54** (2006), S. 638-646.

- [RBM14] Reß, J., C. Bohn, F. Märzke, R. Meinecke, M. Schollmeyer und R. Frase, Inversion-Based Intake Manifold Pressure Control System for Modern Diesel Engines, *SAE International Journal of Engines* **7** (2014), S. 1539-1546.
- [Re12] Reif, K., *Dieselmotormanagement. Systeme, Komponenten, Steuerung und Regelung*, 5. Auflage, Springer Vieweg, Wiesbaden, 2012.
- [Ri06] Richert, F., *Objektorientierte Modellbildung und Nichtlineare Prädiktive Regelung von Dieselmotoren*, Dissertation, RWTH Aachen, 2006.
- [RL88] Roppenecker, G. und B. Lohmann, Vollständige Modale Synthese von Entkopplungsregelungen, *Automatisierungstechnik* **36** (1988), S. 434-441.
- [RSB15] Reß, J., C. Stürzebecher, C. Bohn, F. Märzke und R. Frase, A Diesel Engine Model Including Exhaust Flap, Intake Throttle, LP-EGR and VGT. Part I: System Modeling, *Proceedings of the 4th IFAC Workshop on Engine and Powertrain Control, Simulation and Modeling E-COSM*, Columbus 2015, S. 52-59.
- [Sa12] Sawodny, O., *Subspace Identifikation dynamischer Systeme*, Lehrskript, Universität Stuttgart, Institut für Systemdynamik, 2012.
- [Sc70] Schröder, M.R., Synthesis of low-peak factor signals and binary sequences with low autocorrelation, *IEEE Transactions on Information Theory* **16** (1970), S. 85-89.
- [SKF00] Stefanopoulou A. G., I. Kolmanovsky und J. S. Freudenberg, Control of variable geometry turbocharged diesel engines for reduced emissions, *IEEE Transactions on Control Systems Technology* **8** (2000), S. 733-745.
- [SRB15] Stürzebecher C., J. Reß, C. Bohn, F. Märzke und R. Frase, A Diesel Engine Model Including Exhaust Flap, Intake Throttle, LP-EGR and VGT. Part II: Measurement and Validation, *Proceedings of the 4th IFAC Workshop on Engine and Powertrain Control, Simulation and Modeling E-COSM*, Columbus 2015, S. 60-65.
- [St15] Stürzebecher, C., *Nichtlineare Modellbildung des Luftpfads moderner Dieselmotoren am Beispiel von Drosselklappen- und Kompressormassenstrom*, Bachelorarbeit, Technische Universität Clausthal, 2015.
- [Sv95] Svaricek, F., *Zuverlässige numerische Analyse linearer Regelungssysteme*, Vieweg+Teubner, Wiesbaden, 1995.
- [Th73] Thoma, M., *Theorie linearer Regelsysteme*, Vieweg+Teubner, Wiesbaden, 1973.

- 
- [Un09] Unbehauen, H., *Regelungstechnik II. Zustandsregelung, digitale und nichtlineare Regelsysteme*, 9. Auflage, Vieweg+Teubner, Wiesbaden, 2009.
- [Un11] Unbehauen, H., *Regelungstechnik III. Identifikation, Adaption, Optimierung*, 7. Auflage, Vieweg+Teubner, Wiesbaden, 2011.
- [Ve93] Veit, H., *Managementsystem für Kolbenbrennkraftmaschinen, insbesondere Ottomotoren von Kraftfahrzeugen*, Patentschrift: DE4326949A1, 1993.
- [Ve94] Verhaegen, M., Identification of the deterministic part of MIMO state space models given in innovations form from input-output data, *Automatica* **30** (1994), S. 61-94.
- [VV07] Verhaegen, M. und V. Verdult *Filtering and System Identification*, Cambridge University Press, Cambridge, 2007.
- [WE06] Wahlström, J. und L. Eriksson, *Modeling of a Diesel Engine with VGT and EGR including Oxygen Mass Fraction*, Department of Electrical Engineering, Linköping Universität, 2006.
- [WE10] Wahlström, J. und L. Eriksson: *Modeling of a Diesel Engine with Intake Throttle, VGT and EGR*, Tech. Rep. LiTH-R-2976, Department of Electrical Engineering, Linköping Universität, 2010.
- [We08] Werquet, N., *Modellgesteuerte Regelung der Regenerationseinleitung in einem Abgassystem mit NO<sub>x</sub>-Speicherkatalysator*, Dissertation, Technische Universität Clausthal, 2008.
- [Wo02] Wossog, G., *Handbuch Rohrleitungsbau. Band II: Berechnung*, 2. Auflage, Vulkan Verlag, Essen 2002.
- [WR07] Wei, X. und L. del Re, Gain Scheduled  $H_{\infty}$  Control for Air Path Systems of Diesel Engines Using LPV Techniques, *IEEE Transactions on Control Systems Technology* **15** (2007), S. 406-415.
- [XSY15] Xie, H., K. Song, S. Yang, J. Tatsumi, Q. Zheng, H. Zhang und Z. Gao, On Decoupling Control of the VGT-EGR System in Diesel Engines: A New Framework, *IEEE Transactions on Control Systems Technology* **24** (2015), S. 1-9.
- [YZT15] Yang, Y., F. Zhang, K. Tao, B. Sanchez, H. Wen und Z. Teng, An improved crest factor minimization algorithm to synthesize multisines with arbitrary spectrum, *Physiological Measurement* **36** (2015), S. 895-910.

- [Za00] Zacher, S., *Automatisierungstechnik kompakt. Theoretische Grundlagen, Entwurfsmethoden, Anwendungen*, Vieweg+Teubner, Wiesbaden, 2000.
- [Za12] Zahn, S., *Arbeitsspielaufgelöste Modellbildung und Hardware-in-the-Loop-Simulation von Pkw-Dieselmotoren mit Abgasturboaufladung*, Dissertation, Technische Universität Darmstadt, 2012.
- [ZLS13] Zhao, D., C. Liu, R. Stobart, J. Deng, E. Winward und G. Dong, An Explicite Model Predictive Control Framework for Turbocharged Diesel Engines, *IEEE Transactions on Industrial Electronics* **61** (2013), S. 3540-3552.