

Regelungsverfahren für dieselelektrische Schiffsantriebe für hohe dynamische Anforderungen

Vom Promotionsausschuss der
Technischen Universität Hamburg
zur Erlangung des akademischen Grades

Doktor-Ingenieur (Dr.-Ing.)

genehmigte Dissertation

von

Dipl.-Ing. Robert Benjamin Banek

aus

Lüneburg

2019

1. Gutachter: Prof. Dr.-Ing. G. Ackermann

2. Gutachter: Prof. Dr.-Ing. F. Wirz

Vorsitzender des Prüfungsausschusses: Prof. Dr.-Ing. S. Krüger

Tag der mündlichen Prüfung: 19. Februar 2019

DOI: 10.15480/882.2152

Vorwort

Die vorliegende Arbeit entstand während meiner Tätigkeit als wissenschaftlicher Mitarbeiter am Institut für Elektrische Energiesysteme und Automation der Technischen Universität Hamburg.

Herzlich danke ich Herrn Prof. Dr.-Ing. Günter Ackermann, dem Leiter des Instituts, für das entgegengebrachte Vertrauen und die engagierte Betreuung dieser Arbeit. Er stand mir jederzeit mit wertvollen Ratschlägen zur Seite, unterstützte bei der Beschaffung der Messdaten und sorgte für ein hervorragendes Arbeitsumfeld.

Ich bedanke mich bei Herrn Prof. Dr.-Ing. Friedrich Wirz für die Übernahme des Zweitgutachtens und bei Herrn Prof. Dr.-Ing. Stefan Krüger für die Arbeit als Vorsitzender des Prüfungsausschusses.

Beim Lotsbetriebsverein e.V. Cuxhaven bedanke ich mich für die Hilfsbereitschaft und Unterstützung im Rahmen der Bordmessungen. Ebenso danke ich der Abeking & Rasmussen Schiffs- und Yachtwerft SE für die Zurverfügungstellung des umfangreichen Datenmaterials, ohne das diese Arbeit nicht möglich gewesen wäre.

Mein Dank gilt auch dem Kollegium am Institut für die gute Zusammenarbeit. Die positive Stimmung und die unzähligen fachlichen und fachunabhängigen Diskussionen mit den Kollegen haben maßgeblich zum Gelingen dieser Arbeit beigetragen. Den Technikern am Institut, insbesondere Herrn Thorsten Münsterberg, danke ich für die tatkräftige Unterstützung bei den Bordmessungen. Die Zeit am Institut wird mir immer in besonderer Erinnerung bleiben.

Ich danke meinen Eltern, die mir den Weg geebnet haben.

Nicht zuletzt bedanke ich mich bei meiner lieben Frau Solveig, die mich immer wieder neu motiviert und mir am Tag der mündlichen Prüfung einen wunderbaren Sohn geschenkt hat. Danke Tom, dass du bis zu meinem Eintreffen im Kreißsaal gewartet hast.

Inhaltsverzeichnis

1	Einleitung	1
1.1	Ausgangspunkt	1
1.2	Stand der Technik	2
1.3	Zielsetzung der Arbeit	4
1.4	Vorgehen	6
2	Modellierung der Dieselgeneratoren	9
2.1	Aufbau des Simulationsmodells	9
2.2	Zylinder	10
2.3	Ein- / Auslassventile	12
2.4	Einspritzung	13
2.5	Kurbeltrieb	13
2.6	Abgasturbolader mit Wastegate	15
2.7	Kanäle und Ladeluftkühler	16
2.8	Generator	18
3	Messungen zur Kalibrierung und Validierung	21
3.1	Planung der Modell-Kalibrierung	21
3.2	Vorliegende Messergebnisse	22
3.3	Durchführung von Messungen	22
3.4	Kalibrierung für stationäre Betriebspunkte	24
3.5	Kalibrierung für transienten Betrieb	30
4	Regelung unter Ausnutzung des Lastaufschaltvermögens	37
4.1	Einflussfaktoren und Grenzen	37
4.2	Lastaufschaltung mit idealem Drehzahlregler	40
4.3	Lastaufschaltung mit konventionellem Drehzahlregler	43
4.4	Lastaufschaltung mit alternativen Drehzahlregelungskonzepten	45
4.5	Lastaufschaltvermögen beschreibende Größe	48
4.6	Beschreibung des Lastaufschaltvermögens mittels Übertragungsfunktionen	50
4.6.1	Systemidentifikation für die zulässige Einspritzmenge	52
4.6.2	Systemidentifikation für die eingespritzte Kraftstoffmenge	55
4.7	Dynamische Leistungsbegrenzung unter Berücksichtigung des momentanen Lastaufschaltvermögens	60
5	Antriebsanlage und Fahrdynamik des Schiffs	63
5.1	Aufbau des Schiffsmodells	63
5.1.1	Propeller	63
5.1.2	Schiffsrumpf	65

5.1.3 Validierung	66
5.2 Optimierte Drehzahlbegrenzung der Fahrmotoren	68
5.2.1 Umsetzung	68
5.2.2 Auswirkungen auf die Fahrdynamik des Schiffs	70
5.2.3 Beurteilung der Kavitationsgefahr am Propeller	75
5.2.4 Zusätzliche Aufschaltung von Netzlast	77
5.3 Kennfeldbasierte Vorsteuerung der Generatorfrequenz	79
5.4 Zusammenfassender Vergleich der Alternativen	84
5.4.1 Dynamische Leistungsfähigkeit	84
5.4.2 Notwendige Ergänzungen der Motorspezifikation	85
6 Zusammenfassung	87
Literaturverzeichnis	91
Abbildungsverzeichnis	97

Abkürzungen, Formelzeichen, Indizes

Lateinische Buchstaben

Symbol	Beschreibung	Einheit
<i>A</i>	Fläche	m ²
<i>b</i>	spezifischer Verbrauch	g/(kWh)
<i>c</i>	Konstante	-
<i>D</i>	Propellerdurchmesser	m
<i>f</i>	Frequenz	Hz
<i>g</i>	Erdbeschleunigung	m/s ²
<i>h</i>	spezifische Enthalpie	J/kg
<i>I</i>	Strom	A
<i>J</i>	Trägheitsmoment	kg m ²
<i>J</i>	Fortschrittsziffer	-
<i>K</i>	Verstärkungsfaktor	-
<i>k</i>	Faktor	-
<i>L</i>	Länge	m
<i>L</i>	Luftbedarf	-
<i>Lim</i>	Grenzwert der Änderungsrate	1/s
<i>m</i>	Masse	kg
<i>M</i>	Drehmoment	Nm
<i>n</i>	Drehzahl	1/min
<i>n</i>	Anzahl	-
<i>p</i>	Druck	Pa
<i>P</i>	Leistung	W
<i>Q</i>	Wärme	J
<i>Q</i>	Propellerdrehmoment	Nm
<i>Q</i>	Blindleistung	var
<i>R</i>	Gaskonstante	J/(kg K)
<i>R</i>	Widerstand	N
<i>T</i>	Temperatur	K
<i>T</i>	Zeitkonstante	s
<i>t</i>	Zeit	s
<i>t</i>	Sogziffer	-
<i>T</i>	Schub	N
<i>U</i>	innere Energie	J
<i>U</i>	Spannung	V
<i>V</i>	Volumen	m ³
<i>V</i>	Geschwindigkeit	m/s

w	Nachstromziffer	-
z	Flügelzahl	-

Griechische Buchstaben

Symbol	Beschreibung	Einheit
λ	Luftverhältnis	-
Π	Druckverhältnis	-
ρ	Dichte (Seewasser)	kg/m ³
σ	Kavitationszahl	-
τ	Kavitationskriterium	-
ϕ	Kurbelwinkel	°KW
ω	Winkelgeschwindigkeit	1/s

Indizes

0	projiziert
0	Freifahrt
A	Auslass / ausströmend
a	Anströmung
Abg	Abgas
ATL	Abgasturbolader
B	Brennstoff
const	konstant
D	Propulsion
D	Differentialanteil
E	Einlass / einströmend
E	abgewickelt
eff	effektiv
el	elektrisch
Gen	Generator
hyd	hydraulisch
I	Integralanteil
K	Kraftstoff
krit	kritisch
Leck	Leckmenge / BlowBy
Lim	begrenzt
LL	Ladeluft
LZ	Luft im Zylinder

m	mittlere
max	maximal
min	mindest
Mot	Motor
n	Nennwert
p	polar
p	Projektion
P	Proportionalanteil
p1, p2, p3	Polynombeiwerte
Prop	Propeller
Q	Propellerdrehmoment
Reib	Reibung
Rück	rückwärts
S	Schiff
soll	Sollwert
T	Propellerschub
U	Umgebung
üa	über alles
V	Verlust
V	Vergleich
V	Dampf
zul	zulässig
Zyl	Zylinder

1 Einleitung

1.1 Ausgangspunkt

Bei Schiffstypen mit großen elektrischen Verbrauchern, wie z. B. Kreuzfahrtschiffen, und Schiffen mit besonders hohen Anforderungen an die Manövrierfähigkeit, wie z. B. Bohrschiffen und Offshore-Versorgungsschiffen, ist der dieselelektrische Antrieb das vorherrschende Antriebskonzept [Woo09]. Zudem sorgt die Kostenentwicklung der Leistungselektronik, mit welcher der drehzahlvariable Betrieb der Fahrmotoren realisiert wird, für eine weiter zunehmende Verbreitung dieselelektrischer Antriebe [Sør13]. Als wesentliche Vorteile gegenüber Direktantrieben werden oft genannt:

- hohe Redundanz
- geringe Emissionen von Schall- und Vibrationen
- größere Freiheiten bei der Aufstellung
- höherer Wirkungsgrad bei der Bereitstellung der elektrischen Energie für das Bordnetz
- höherer Wirkungsgrad bei Teillast durch Abschaltung von Dieselgeneratoren
- bessere Manövrierfähigkeit (je nach Anlagentyp)

Bei den genannten Schiffstypen überwiegen diese Vorteile die Nachteile (wie z. B. größerer Platzbedarf, höheres Gewicht, höhere Investitionskosten, geringerer Wirkungsgrad bei der Bereitstellung des Schubs, höhere Anlagenkomplexität). Damit jedoch gegenüber einem Direktantrieb ein Vorteil bezüglich der Manövrierfähigkeit erzielt werden kann, muss

- a) im Entwurfsprozess eine optimal aufeinander abgestimmte Kombination aus Dieselgeneratoren (mit gutem Lastaufschaltvermögen), Frequenzumrichtern und Fahrmotoren gefunden werden und
- b) das Regelungskonzept für die Fahranlage das Potential hinsichtlich der Dynamik möglichst weit ausschöpfen.

Um diese Anforderungen zu erfüllen ist ein gutes Lastaufschaltvermögen der Dieseleratoren sowie dessen präzise Beschreibung von besonderer Bedeutung, da die Dieseleratoren wesentlich größere Zeitkonstanten aufweisen als die elektrischen Komponenten und daher die Dynamik der Fahranlage maßgeblich beeinflussen. Wegen der höheren Leistungsdichte und des geringeren Leistungsgewichts werden bei Dieseleratoren überwiegend schnell- und mittelschnelllaufende Viertaktmotoren mit Abgasturboaufladung eingesetzt. Die im Vergleich größeren Zeitkonstanten liegen im Wesentlichen in der thermodynamischen Kopplung von Hubkolbenmaschine und Strömungsmaschine begründet. Bei Änderung der Generatorleistung folgt die Änderung des Turboladerbetriebspunkts und somit des Ladeluftdrucks zeitverzögert. Diese charakteristische Verzögerung begrenzt das Lastaufschaltvermögen in Abhängigkeit vom Betriebspunkt des Dieselerators.

Bei einem dieselektrischen Schiffsantrieb wird durch die Automation die Leistungsaufnahme der elektrischen Fahrmotoren geregelt und begrenzt. Durch die Automation wird zum einen sichergestellt, dass zu keinem Zeitpunkt die von elektrischen Verbrauchern benötigte Leistung größer als die im Bordnetz zur Verfügung stehende Leistung ist und dass ggf. weitere Generatoren gestartet werden (stationäre Leistungsbegrenzung). Zum anderen wird durch die Automation die Änderungsrate der Leistungsaufnahme der Fahrmotoren begrenzt, um dem Lastaufschaltvermögen der Dieselmotoren Rechnung zu tragen (dynamische Leistungsbegrenzung).

1.2 Stand der Technik

Es gibt eine Vielzahl an durchgeführten Forschungsprojekten und wissenschaftlichen Arbeiten, die sich mit der Simulation und der Optimierung des transienten Verhaltens von aufgeladenen Dieselmotoren befassen. Bereits in den 1980er Jahren wurden in [Boy80], [Qua84] und [Sch93] Simulationsmodelle für die Abbildung des transienten Betriebsverhaltens entwickelt und für weiterführende Untersuchungen genutzt. Zellbeck [Zel81] beschreibt die Wirkung von Stoß- und Stauaufladung sowie der Turbinenauslegung. Schorn [Sch86] untersucht die Wirkung des Abblaseventils (Wastegate) auf das Lastaufschaltvermögen. In [Har91] wurden an einem Prüfstand die Auswirkungen verschiedener Beschleunigungshilfen am Turbolader, wie z. B. Einblasung von Zusatzluft

nach dem Verdichter oder Wassereinspritzung vor der Turbine, untersucht. In [Zel01] und [Kat05] wurde ein elektrischer Motor zur Beschleunigung der Abgasturboladerwelle eingesetzt, um das dynamische Verhalten zu optimieren. In [Rak09] werden weitere Optimierungsmöglichkeiten, wie z. B. die variable Turbinengeometrie oder die Registeraufladung, erläutert. Zudem beschäftigen sich eine Reihe von Arbeiten mit der Simulation und Optimierung des Lastaufschaltverhaltens von aufgeladenen Dieselmotoren im Generatorbetrieb. Medica [Med88] analysiert mittels Simulation die wesentlichen Einflussparameter auf das dynamische Verhalten von Dieselgeneratoren.

Zur Untersuchung des dynamischen Betriebsverhaltens von Schiffsmotorenanlagen mit aufgeladenem Viertaktmotor, Getriebe und Propeller gibt es ebenfalls eine Vielzahl wissenschaftlicher Publikationen wie zum Beispiel [Sch88], [Zhe91], [Spi02], [Xir02], [Zhe91]. Jedoch wurden in diesen Arbeiten ausschließlich Anlagen mit direktangetriebenem (Verstell-) Propeller betrachtet. Gerstle [Ger99] stellt ein kennfeldbasiertes Simulationsmodell zur Untersuchung des dynamischen Betriebsverhaltens eines Dieselmotors vor. Dieses greift auf ein Kennfeld mit über ein Arbeitsspiel gemittelten Prozessgrößen zurück, verkürzt dadurch die Rechenzeit deutlich gegenüber der Kreisprozessrechnung und ist somit besonders für Simulationen ganzer Antriebsanlagen geeignet. Östreicher [Öst95] entwickelt Regelungsstrategien für Antriebsanlagen, die das dynamische Betriebsverhalten von hochaufgeladenen Dieselmotoren durch den Einsatz von Fuzzy-Reglern in besonderem Maße berücksichtigen.

Die Regelung dieselektrischer Antriebssysteme wird unter anderem in [Siv12] behandelt. Hierbei handelt es sich jedoch um Landfahrzeuge mit wesentlich kleinerer installierter Leistung und im Vergleich mit Schiffsantrieben stark abweichenden Anforderungen. Lyshevski [Lys00] entwickelt zu Regelungszwecken ein vereinfachtes nichtlineares Modell eines dieselektrischen Antriebssystems, beschränkt sich dabei jedoch auf Saugdieselmotoren.

Auch in neuerer Zeit fehlen jedoch Untersuchungen des dynamischen Betriebsverhaltens von Schiffsantriebsanlagen, in denen sowohl die Besonderheiten des Lastaufschaltvermögens von turboaufgeladenen Dieselmotoren als auch die Freiheitsgrade durch die

nahezu beliebig schnelle Regelbarkeit der elektrischen Fahrmotoren zusammen mit der Charakteristik der Propeller berücksichtigt werden.

1.3 Zielsetzung der Arbeit

Ziel dieser Arbeit ist es, Möglichkeiten zu zeigen, welche die dynamische Leistungsfähigkeit von dieselektrischen Schiffsantrieben verbessern können. Diese zielen nicht darauf ab, das durch physikalische Grenzen definierte Lastaufschaltvermögen von Dieselmotoren zu optimieren, sondern es besser auszunutzen. Daraus lässt sich die Notwendigkeit einer präzisen Beschreibung des Lastaufschaltvermögens ableiten.

Die Beschreibung des Lastaufschaltvermögens von Dieselmotoren für schiffstechnische Anwendungen beschränkt sich häufig darauf, dass die in der Norm [ISO 8528-5] formulierten Anforderungen erfüllt werden. In der Norm wird die Beschreibung von Lastsprüngen in Abhängigkeit des Nutzmitteldrucks im Nennpunkt vorgegeben (Bild 1.1). Bei diesen Lastsprüngen darf die Motordrehzahl auf maximal 10 % unter der Nenn-drehzahl absinken und muss nach 5 s in einem Drehzahlband von $\pm 0,5\%$ um die stationäre Drehzahl bleiben (Bild 1.2).

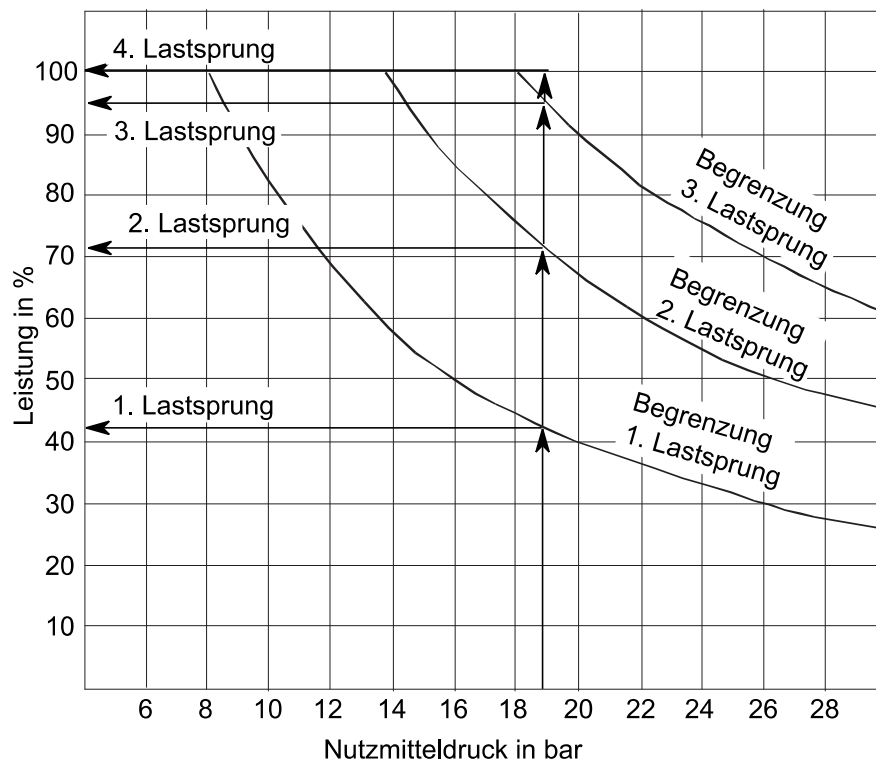


Bild 1.1: Beschreibung von zulässigen Lastsprüngen nach [ISO 8528-5]

Durch die Abhängigkeit vom Nutzmitteldruck wird in der Norm berücksichtigt, dass höher aufgeladene Motoren ein ungünstigeres Lastaufschaltvermögen aufweisen und entsprechend nur kleinere Lastsprünge zulässig sind.

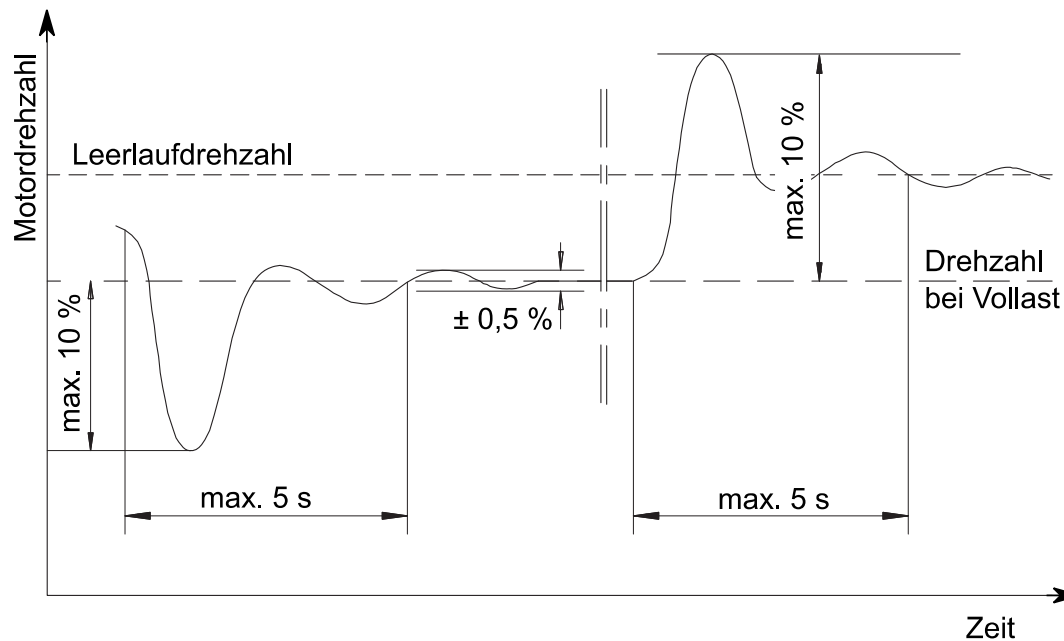


Bild 1.2: Zulässige Drehzahlabweichung bei Lastaufschaltung nach [ISO 8528-5]

Für die Umsetzung einer dynamischen Leistungsbegrenzung in einer dieselelektrischen Fahranlage, welche das Lastaufschaltvermögen möglichst gut ausnutzt, ist diese Form der Beschreibung des Lastaufschaltvermögens ungeeignet. Stattdessen werden nach heutigem Stand der Technik meist konstante maximale Leistungsänderungsraten herangezogen. Mit solchen statischen, vom Betriebszustand der Dieselmotoren unabhängigen Rampen, werden jedoch in vielen Situationen die dynamische Leistungsfähigkeit der Fahranlage und damit die Manövrierfähigkeit des Schiffs unnötig stark begrenzt.

Um eine möglichst gute Ausnutzung des Lastaufschaltvermögens zu erreichen, sollen alternative Beschreibungsformen des Lastaufschaltvermögens von Dieselgeneratoren entwickelt werden, welche die Charakteristik aufgeladener Dieselmotoren berücksichtigen und einfach durch Mess- und Simulationsergebnisse von Motorenherstellern zur Verfügung gestellt werden können. Zusätzlich muss die Beschreibung geeignet sein, sie in einer Automation für die Propellerantriebe zur dynamischen Leistungsbegrenzung einzusetzen.

1.4 Vorgehen

Um zu zeigen, welche Größen zur Beschreibung des Lastaufschaltvermögens erforderlich sind und wie diese ermittelt werden können, wird im ersten Schritt ein Simulationsmodell eines Dieselgenerators von einem Beispielschiff erstellt. Das Beispielschiff hat einen Doppelrumpf in SWATH-Bauweise mit einer Länge $L_{\text{Üa}}$ von 60 m. Für dieses Schiff liegen umfangreiche Messdaten aus dem Betrieb vor und fehlende Daten können durch eigene Messungen ermittelt werden. Der schematische Aufbau sowie die Nenndaten der Antriebsanlage sind in Bild 1.3 dargestellt.

Für die Analyse und daraus folgende Auslegung der Regelung sind detaillierte Kenntnisse über das transiente Verhalten der motorinternen Größen erforderlich. Deshalb wird in einem ersten Schritt der eingesetzte Motor MTU 8V4000 physikalisch modelliert und mit dem Programm GT-POWER (Gamma Technologies) simuliert. Die Vorgehensweise bei der Modellierung und das Modell selbst sind nicht allgemeingültig. Deren Beschreibung dient im Wesentlichen dem Zweck, den Geltungsbereich des Modells zu zeigen, an dem die weitergehenden Untersuchungen durchgeführt werden.

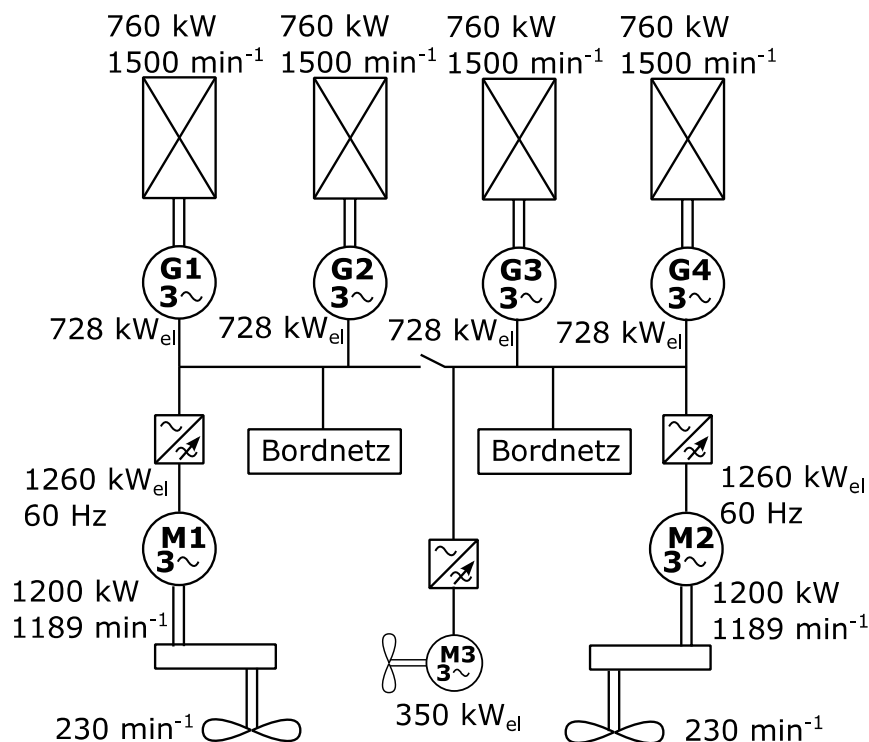


Bild 1.3: Schematischer Aufbau der Antriebsanlage des Beispielschiffs

In einem zweiten Schritt werden Messungen an einem Motor im Manövrierbetrieb des Beispielschiffs durchgeführt, wobei insbesondere auch Messungen im Ladeluftbereich im Vordergrund stehen. Mit diesen Messungen wird das physikalische Modell kalibriert und zum Teil auch validiert.

Im dritten Schritt wird dann das Lastaufschaltvermögen ermittelt. Es wird also untersucht, wie eine geforderte Leistung möglichst schnell, unter Einhaltung thermischer und mechanischer Belastungsgrenzen sowie der Grenzen für die Rußemission, erreicht werden kann. Dabei werden die das Lastaufschaltvermögen beschreibenden Größen und Grenzen identifiziert.

In einem vierten Schritt werden am Simulationsmodell verschiedene Regelungskonzepte für die Generatordrehzahl untersucht, mit denen das Lastaufschaltvermögen verbessert werden kann. Am Beispiel des modellierten Motors wird ein stark vereinfachtes Modell entwickelt, mit dem das momentane Lastaufschaltvermögen in Abhängigkeit der Last berechnet werden kann. Dieses stark vereinfachte Modell wird dann für die Entwicklung einer optimierten dynamischen Leistungsbegrenzung genutzt und mit der bisherigen Leistungsbegrenzung verglichen.

Abschließend wird an einem einfachen Simulationsmodell des Beispielschiffs untersucht, welchen Einfluss die optimierte dynamische Leistungsbegrenzung auf das Manövrierverhalten hat. Hierzu werden Beschleunigungsvorgänge des Schiffs unter Verwendung verschiedener Varianten der dynamischen Leistungsbegrenzung simuliert und verglichen.

2 Modellierung der Dieselgeneratoren

2.1 Aufbau des Simulationsmodells

Um das Lastaufschaltvermögen des Dieselgenerators mithilfe eines Simulationsmodells untersuchen zu können, muss das entsprechende Modell in der Lage sein, das Drehzahlverhalten bei veränderlicher Belastung wiederzugeben. Dabei müssen mit dem Modell wichtige Ergebnisgrößen, welche die mechanische und thermische Belastung des Motors kennzeichnen oder zur Berechnung der Rußemission bekannt sein müssen, berechnet werden können. Dies sind Größen wie Zylinderdruckverlauf, Zylindertemperaturverlauf, Verbrennungsluftverhältnis und Abgastemperatur. Aus diesem Grund wurde für die Dieselmotoren des Beispielschiffs ein detailliertes physikalisches Modell in der Simulationsumgebung GT-POWER erstellt. Das Modell ermöglicht eine Kopplung mit MATLAB/Simulink und eignet sich daher gut zur Einbindung in ein Modell der gesamten Antriebsanlage.

In dem Modell werden eine Kreisprozessrechnung und eine eindimensionale Strömungssimulation zur Ladungswechselberechnung für jeden Zeitschritt durchgeführt. Dieser Ansatz hat jedoch gegenüber einfacheren, nicht physikalischen Modellen zwei wesentliche Nachteile. Zum einen sind sehr viele Eingabeparameter erforderlich (Geometrien, Ventil- und Einspritzsteuerzeiten, Durchflussbeiwerte etc.), deren Größen häufig unbekannt sind. Zum anderen ist die Rechenzeit besonders bei längeren transienten Vorgängen lang. Um dennoch ein valides Simulationsmodell erstellen zu können, werden für sämtliche Eingabeparameter Sensitivitätsanalysen bezüglich der Auswirkungen auf wichtige Ergebnisgrößen durchgeführt. Auf diese Weise werden die wesentlichen Eingabeparameter identifiziert. Für unbekannte Eingabegrößen mit geringem Einfluss werden Literatur- oder Schätzwerte verwendet, die übrigen unbekannten Eingabegrößen werden in einem iterativen Kalibriervorgang ermittelt. Anschließend wird das Modell schrittweise vereinfacht, bis ein guter Kompromiss zwischen Genauigkeit und Rechenzeit gefunden ist.

Der modulare Aufbau des Simulationsmodells ist in Bild 1.3 dargestellt. Die einzelnen Module basieren auf in der Literatur bereits bekannten Ansätzen.

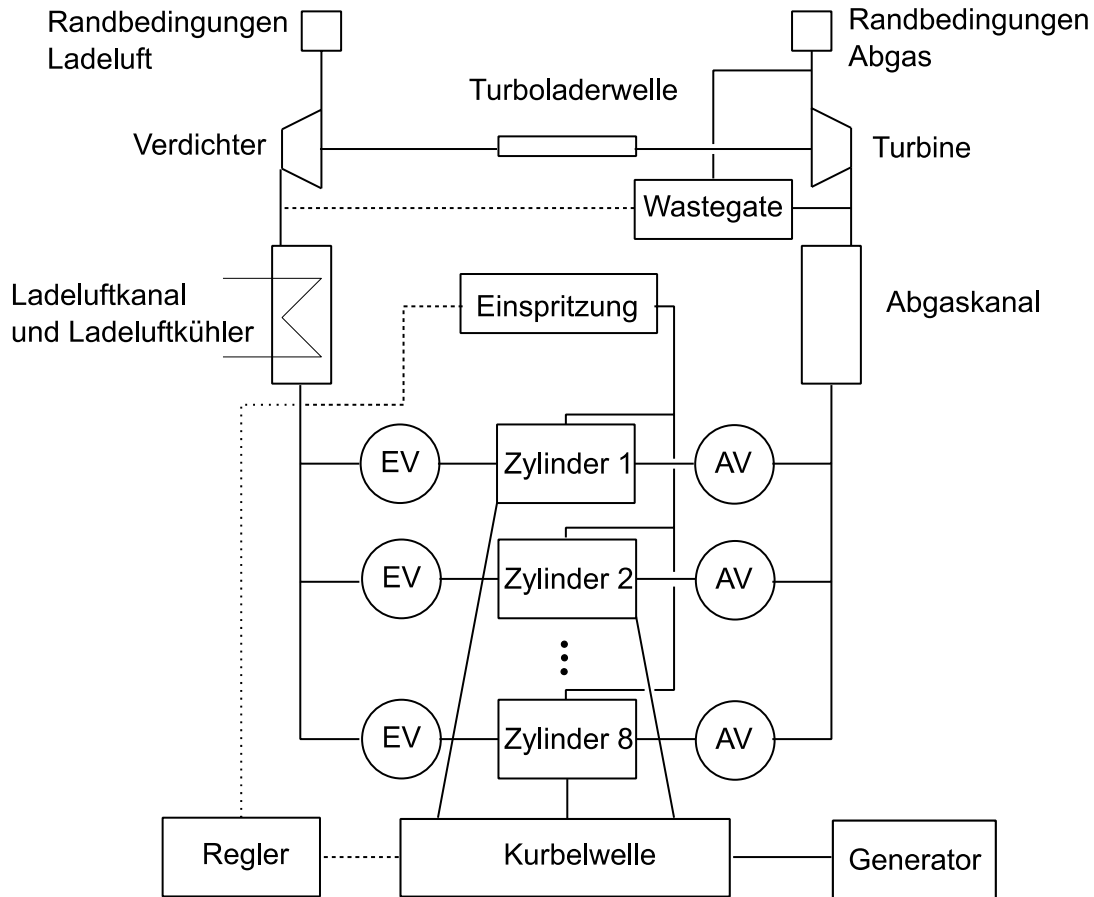


Bild 2.1: Schematische Darstellung des Motormodells

2.2 Zylinder

Bei der Kreisprozessrechnung wird für jeden Rechenschritt der erste Hauptsatz der Thermodynamik für instationäre offene Systeme für den Brennraum als Bilanzvolumen gelöst:

$$\frac{dQ_B}{d\varphi} + h_E \frac{dm_E}{d\varphi} - p_{Zyl} \frac{dV}{d\varphi} - \frac{dU}{d\varphi} - \frac{dQ_W}{d\varphi} - h_A \frac{dm_A}{d\varphi} - h_A \frac{dm_{Leck}}{d\varphi} = 0 \quad (2.1)$$

Der erste Term beschreibt die durch die Verbrennung freigesetzte Energie Q_B (Brennverlauf) pro Änderung des Kurbelwinkels φ . Der Brennverlauf wird im Motormodell durch ein phänomenologisches Verbrennungsmodell anhand des vorgegebenen, lastabhängigen Einspritzverlaufs und des Zustands im Brennraum berechnet. Basis des Verbrennungsmodells sind die auch heute üblichen Standardgleichungen von Hiroyasu et al. [Hir83]. Die für stationäre Betriebspunkte berechneten normierten Brennverläufe

sind in Bild 2.2 dargestellt. Deutlich zu erkennen ist die Zunahme des Zündverzugs bei kleineren Lasten und die anschließende vorgemischte Verbrennung.

Die Volumenänderungsarbeit (dritter Term) ergibt sich aus dem Zylinderdruck p_{Zyl} und der Änderung des Zylindervolumens $\frac{dV}{d\varphi}$. Zur Berechnung der inneren Energie U , die im Wesentlichen von der Temperatur T und dem Luftverhältnis λ abhängt, wird die thermische Zustandsgleichung (2.2) benötigt. Diese setzt Temperatur, Druck und Zylindervolumen über die Gaskonstante R mit der im Zylinder befindlichen Masse m in Zusammenhang.

$$p \cdot V = m \cdot R(p, T, \lambda) \cdot T \quad (2.2)$$

Die Abhängigkeit der Gaskonstante von Druck, Temperatur und Luftverhältnis wird über einen Ansatz von Redlich et al. [Red49] berücksichtigt. Druck und Temperatur werden für die Zone mit den unverbrannten Komponenten und die Zone mit den Reaktionsprodukten separat berechnet (Zweizonenmodell, [Mer06]).

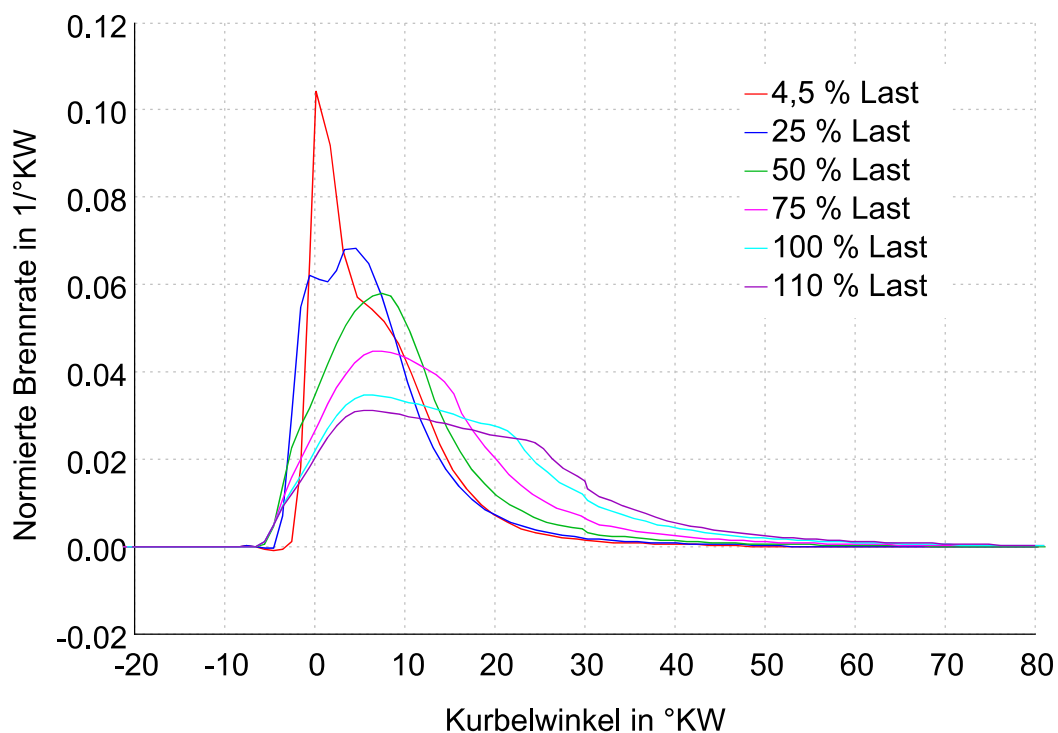


Bild 2.2: Brennverlauf für stationäre Betriebspunkte

Der fünfte Term in Gleichung (2.1) beschreibt den Wärmestrom, der vom Gas auf die Zylinderwände übertragen wird. Hierfür wird ein Ansatz von Woschni [Wos70] verwendet. Dieser Standardansatz ist durch Messungen an unterschiedlichen Motoren validiert und zeichnet sich durch ausreichende Genauigkeit bei geringer Anzahl notwendiger Eingangsgrößen aus. Für die Verwendung später entwickelter, detaillierterer Ansätze sind hingegen genauere Kenntnisse über Brennraumgeometrie und Temperaturverteilung notwendig. Die zur Berechnung des Wärmestromes notwendigen Bauteiltemperaturen werden lastabhängig, auf Basis von Messdaten aus [Sch12], vorgegeben.

Der „Blow By“, also der Massenstrom m_{Leck} , der über den Spalt zwischen Kolben und Zylinder den Brennraum verlässt, ist klein und beträgt nur etwa zwischen 0,5 % und 1,5 % der Ansaugluftmenge [Ebn98]. Aus diesem Grund wird der „Blow By“ im Modell nicht berücksichtigt und der letzte Term in Gleichung (2.1) wird zu Null gesetzt.

2.3 Ein- / Auslassventile

Zur Lösung der Gleichung (2.1) müssen die Enthalpieströme, welche durch die Einlass- und Auslassventile in den Zylinder gelangen (zweiter und sechster Term), durch Multiplikation der ein- und ausströmenden Massen $\frac{dm_E}{d\varphi}$ bzw. $\frac{dm_A}{d\varphi}$ mit der spezifischen Enthalpie h_E bzw. h_A bestimmt werden. Die ein- und ausströmenden Massen werden über die Durchflussgleichung (2.3) berechnet.

$$\frac{dm}{d\varphi} = A_{\text{eff}} \cdot p_0 \sqrt{\frac{2}{R \cdot T_0}} \sqrt{\frac{\kappa}{\kappa - 1} \left[\left(\frac{p}{p_0} \right)^{\frac{2}{\kappa}} - \left(\frac{p}{p_0} \right)^{\frac{\kappa+1}{\kappa}} \right]} \quad (2.3)$$

Die Größen p , p_0 und T_0 bezeichnen darin die Zustände vor und hinter den Ventilen. Die effektive Querschnittsfläche A_{eff} wird anhand des Ventildurchmessers, der vorgegebenen Ventilhubkurven und des ventilhubabhängigen Durchflussbeiwertes bestimmt (Bild 2.3).

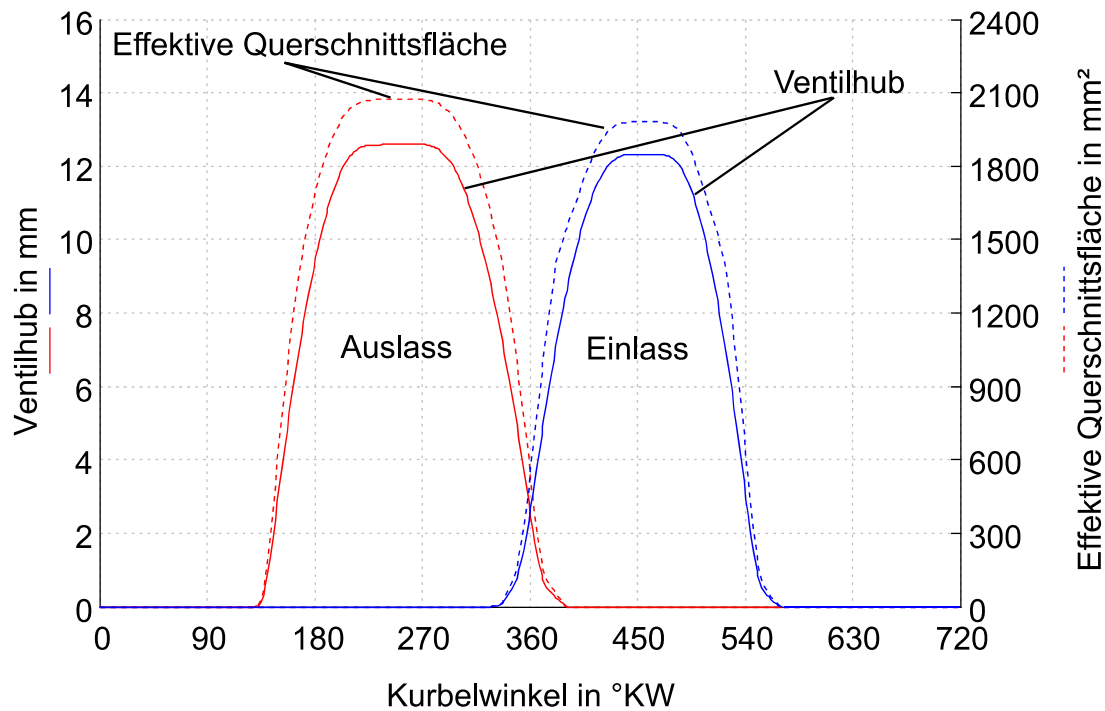


Bild 2.3: Ventilhub und effektive Ventilquerschnittsöffnung

2.4 Einspritzung

Da keine gemessenen Einspritzverläufe vorliegen, werden im Modell vereinfachte, symmetrisch trapezförmige Verläufe wie in [Rus13] verwendet. Der Einspritzbeginn wird mit abnehmender Last leicht nach früh verschoben, um den zunehmenden Zündverzug (aufgrund geringeren Drucks und Temperatur bei Einspritzbeginn) zumindest teilweise zu kompensieren [Rei10]. Die Einspritzdauer wird über der Last so angepasst, dass bei vorgegebener Düsengeometrie stets ungefähr der gleiche Einspritzdruck (ca. 1600 bar) notwendig ist, um die geforderte Kraftstoffmenge einzuspritzen. Nur für sehr kleine Leistungen wird die Einspritzdauer derart verändert, dass sich ein geringerer Einspritzdruck ergibt.

2.5 Kurbeltrieb

Um die mechanische Wellenleistung zu erhalten, muss von der inneren Leistung die Reibleistung abgezogen werden. Zur Berechnung des Reibmitteldrucks p_{Reib} wird ein recht einfacher Ansatz von Chen [Che65] verwendet:

$$p_{\text{Reib}} = p_{\text{Reib,const}} + k_1 \cdot P_{\text{Zyl,max}} + k_2 \cdot c_m + k_3 \cdot c_m^2 \quad (2.4)$$

Danach setzt sich der Reibmitteldruck aus einem konstanten Anteil $p_{\text{Reib,const}}$, einem vom maximalen Zylinderdruck $P_{\text{Zyl,max}}$ abhängigen Anteil und einem von der mittleren Kolbengeschwindigkeit c_m abhängigen Anteil zusammen. In Bild 2.4 ist der lastabhängige Verlauf des mechanischen Wirkungsgrads für den gewählten Ansatz und für einen Ansatz von Groth et al. [Gro79] dargestellt. Dieser, nach dem der Reibmitteldruck in Abhängigkeit von Bohrungsdurchmesser, mittlerer Kolbengeschwindigkeit und indizierten Mitteldruck berechnet wird, liefert sehr ähnliche Ergebnisse wie der verwendete Ansatz von Chen [Che65].

Jüngere, detailliertere Ansätze, wie der von Schwarzmeier [Sch92], berücksichtigen zusätzlich die lastabhängige Temperatur des Schmierölfilms und der reibungsrelevanten Oberflächen, müssen allerdings über einen Bezugspunkt, für den der Reibmitteldruck bekannt ist, kalibriert werden. Da kein Messwert des Reibmitteldrucks vorlag und der Reibverlust insgesamt nur wenig Einfluss auf die Untersuchungsergebnisse hat, wurde auf eine detailliertere Modellierung des Reibverlusts verzichtet.

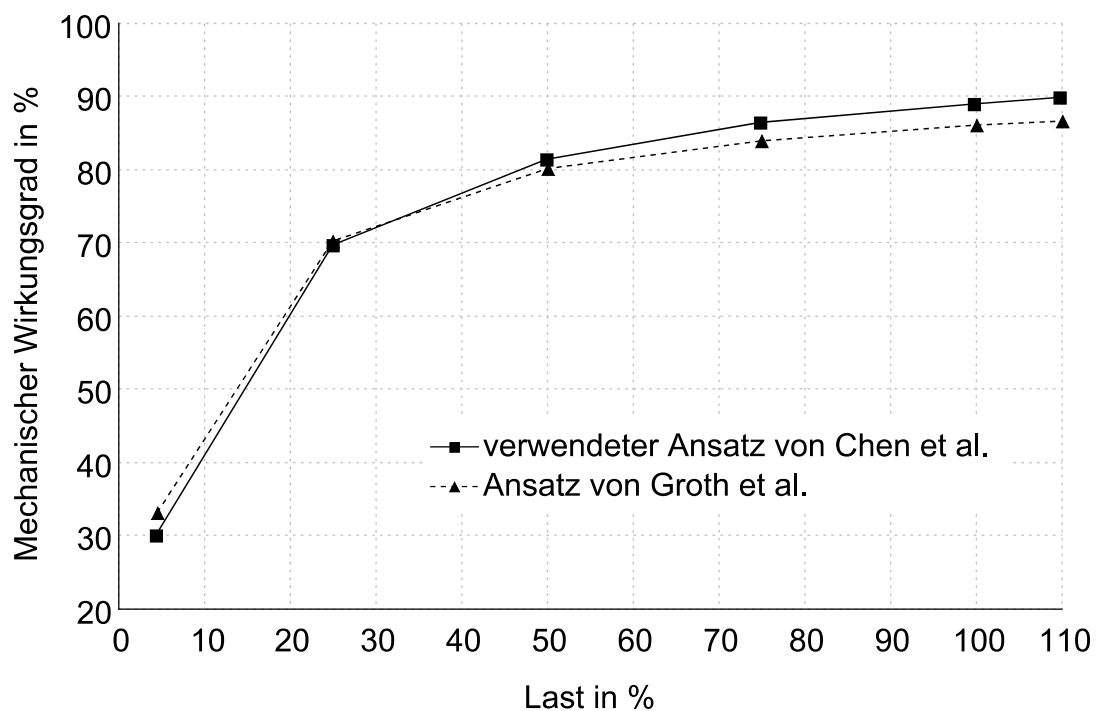


Bild 2.4: Mechanischer Wirkungsgrad in Abhängigkeit der Last bei Nenndrehzahl

Bei Simulationen mit veränderlicher Motordrehzahl wird diese über den Drallsatz berechnet:

$$\frac{d\omega}{dt} = \frac{\sum M}{\sum J} \quad (2.5)$$

Die als konstant angesetzten polaren Trägheitsmomente J für den Motor (inkl. Schwungrad, Schwingungsdämpfer und elastischer Kupplung), zusammen mit dem Generator, sind aus der Torsionsschwingungsanalyse bekannt. Die Anlaufzeitkonstante T_A nach Gleichung (2.6) des betrachteten Dieselgenerators beträgt etwa 1,0 s.

$$T_A = \frac{J \cdot \omega_n^2}{P_n} \quad (2.6)$$

2.6 Abgasturbolader mit Wastegate

Der betrachtete Motor ist mit zwei parallel geschalteten gleichen Abgasturboladern ausgestattet, so dass die Komponenten Turbine, Verdichter und Turboladerwelle im Modell entsprechend doppelt enthalten sind. Da kein Kennfeld für die Turbinen der Abgasturbolader vorliegt, werden die Turbinen im Modell nur stark vereinfacht abgebildet und abgasseitig wie Blenden behandelt. In Abhängigkeit der Turbinenquerschnittsflächen und des Durchflusses wird das Druckverhältnis $\Pi = f(\dot{m}_{\text{Abg}})$ über der Turbine bestimmt. Der Anteil der dem Abgas in der Turbine entzogenen Totalenthalpie kann anhand des Turbinenwirkungsgrades bestimmt werden, welcher als Kennlinie in Abhängigkeit vom Druckverhältnis vorgegeben wird $\eta_{\text{Turbine}} = f(\Pi)$.

Die dem Abgas entzogene Totalenthalpie wird in Form von mechanischer Leistung über die Turboladerwelle an den Verdichter übertragen. Im Modell der Turboladerwelle sind die Trägheitsmomente der Turbine, des Verdichters und der Welle zusammengefasst. Das Massenträgheitsmoment der Turbolader wird vom Motorenhersteller meist geheim gehalten. Auch für den Beispielmotor ist der Wert nicht bekannt, sodass als Startwert für Parameterstudien das Trägheitsmoment von Turboladern des MTU-Motors 8V 396 mit ähnlichen Nenndaten (840 kW, 1500 min⁻¹, 165 mm Bohrung, 185 mm Hub) verwendet wird. Diese Turbolader haben jeweils ein Massenträgheitsmoment von $J_{\text{ATL}} = 13,5 \cdot 10^{-4}$ kgm² [Öst95]. Die Drehzahländerung der als starr behandelten Welle wird über den Drallsatz (2.5) bestimmt. Reibungsverluste werden über die Vorgabe eines konstanten mechanischen Wirkungsgrades berücksichtigt.

Grundlage der Modellierung des Verdichters ist ein vorliegendes Kennfeld, in dem für eine Reihe an konstanten bezogenen Turboladerdrehzahlen das Verdichterdruckverhältnis über dem bezogenen Massenstrom sowie der Verdichterwirkungsgrad aufgetragen sind. Die bezogenen Größen werden zunächst anhand der Bezugsgrößen korrigiert [Pis09]. Da das vorliegende Kennfeld den Bereich niedriger Verdichterdruckverhältnisse und Massenströme nicht abdeckt, wird es für die Simulation geringer Teillastpunkte extrapoliert (Bild 2.5). Die Form der Extrapolation und deren Randbedingungen können variiert werden.

Zur Regelung des Ladeluftdrucks sind die Turbolader des Motors jeweils mit einem Abblaseventil (Wastegate) vor der Turbine ausgestattet. Im Modell wird das Wastegate durch eine Blende abgebildet, deren Querschnittsfläche von einem Ladedruckregler (Proportionalregler) eingestellt wird.

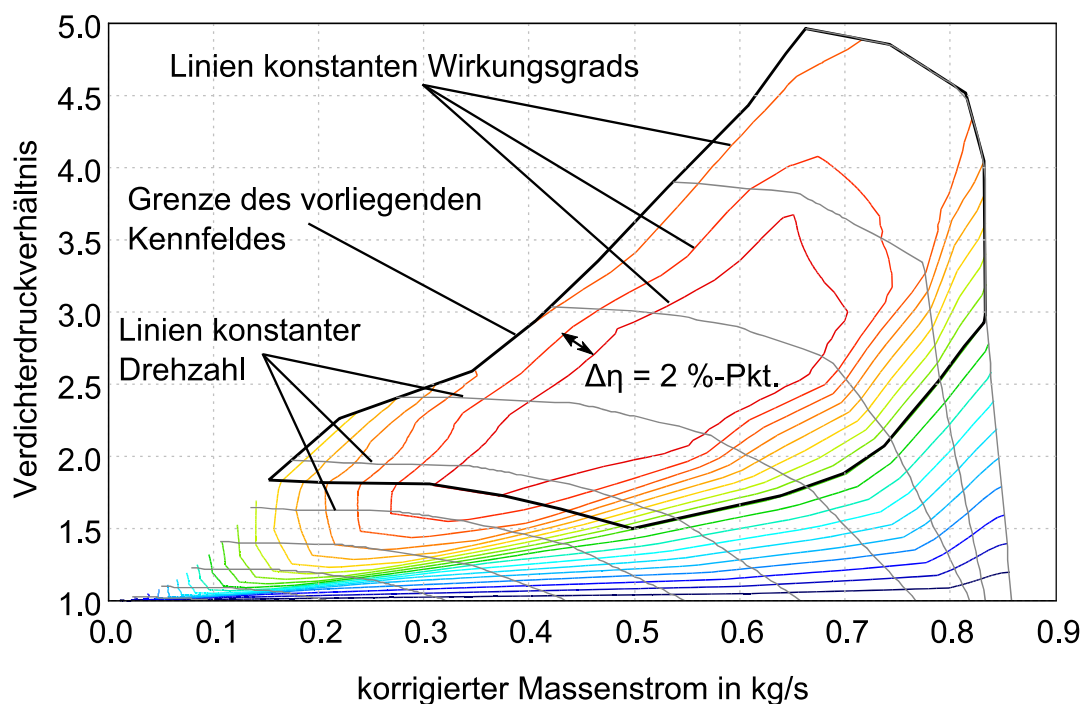


Bild 2.5: Extrapoliertes Verdichterkennfeld

2.7 Kanäle und Ladeluftkühler

Die Ladeluft- und Abgaskanäle werden im Modell durch Rohre abgebildet, in denen Druckverluste und Wärmeübertragung zwischen Gas und Rohrwand berücksichtigt werden. Es werden Druckverluste aufgrund der Geometrie (z. B. durch Bögen oder

Querschnittsänderungen) und aufgrund der Reibung an der Rohrrinnenwand berücksichtigt.

Die Geometrien der Kanäle sind durch Ausmessen der äußeren Abmaße bestimmt. Berechnungen mit diesen Geometrien zeigen jedoch, dass die in den Kanälen auftretenden Druckverluste im Vergleich zu den Druckverlusten in Luftfilter, Ladeluftkühler und Abgasstrecke nach Turbine vergleichsweise klein sind. Daher werden die in diesen Komponenten auftretenden Druckverluste durch Blenden berücksichtigt. Die Blenden für Ladeluftkühler und Luftfilter wurden anhand von Druckverlustangaben des Motorenherstellers bei Nennleistung über konstante Korrekturfaktoren kalibriert (Bild 2.6). Die Blende für die Abgasstrecke wurde anhand von eigenen Messungen an Bord (Kapitel 3.3) kalibriert. Die Druckverluste in den übrigen Kanälen werden vernachlässigt.

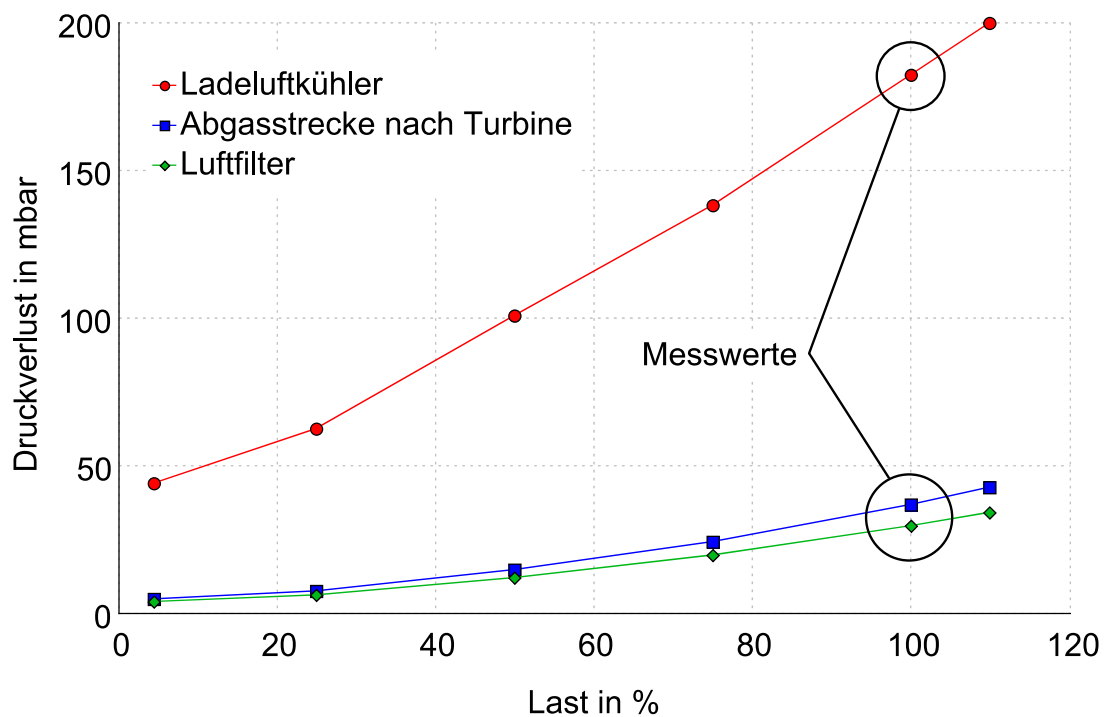


Bild 2.6: Druckverluste in Ladeluft- und Abgaspfad

Messungen an Bord des untersuchten Schiffs zeigen, dass die Ladelufttemperatur nach dem Ladeluftkühler bei diesem Motor nahezu unabhängig von der Motorleistung ist. Der Ladeluftkühler wird daher im Modell durch eine Blende abgebildet, die zu jedem Zeitpunkt der Ladeluft die notwendige Energie in Form von Wärme entzieht, um eine konstante Ladelufttemperatur zu erreichen. Die Wärmeübertragung in den übrigen Kanälen auf der Ladeluftseite wird zu Null gesetzt.

Die Wärmeübertragung in den Abgaskanälen vor Turbine hat nach [Ger99] einen nennenswerten Einfluss auf den Ladedruckaufbau bei Lastaufschaltung. Um den vom Abgas an die Kanalwand übertragenen Energiestrom berechnen zu können, müssen die Abgastemperatur und die Kanalwandtemperatur bekannt sein. Die Abgastemperatur wird anhand Gleichung (2.1) ermittelt. Die Kanalwandtemperatur ist jedoch unbekannt und ändert sich zudem in Abhängigkeit der Last. Weil keine lastabhängigen Messungen der Kanalwandtemperatur vorliegen, wird diese im Simulationsmodell in Abhängigkeit der Last berechnet. Basis dafür sind die materialtypischen Werte für den Emissionsgrad, den Wärmeübertragungskoeffizient, die Wärmeleitfähigkeit und die Wärmekapazität.

2.8 Generator

Der vom Dieselmotor angetriebene Synchrongenerator wird als einfacher Energiewandler mit lastabhängigem Wirkungsgrad η_{Gen} abgebildet. Das Massenträgheitsmoment ist bereits im Objekt Kurbelwelle berücksichtigt (Abschnitt 2.5). Trägheitseffekte im magnetischen Kreis werden wegen der vergleichsweise kleinen Zeitkonstanten vernachlässigt, daher ist zu jedem Zeitpunkt:

$$P_{\text{el}} = \omega_{\text{Mot}} \cdot M_{\text{Mot}} \cdot \eta_{\text{Gen}}(P_{\text{el}}, \cos \varphi) - \omega_{\text{Mot}} \cdot \frac{d\omega_{\text{Mot}}}{dt} \cdot \sum J \quad (2.7)$$

Da der Verlauf des Generatorwirkungsgrades η_{Gen} über der elektrischen Leistung für den untersuchten Generator nicht vorliegt, wird der Wirkungsgrad mittels eines in der Simulationsumgebung MATLAB/Simulink erstellten Modells ermittelt. In dem Modell wird ein bereits parametrisiertes Synchronmaschinenmodell mit vergleichbaren Leistungsdaten aus der SimPowerSystems-Komponentenbibliothek an eine variable Netzlast angeschlossen. Das Generatormodell berücksichtigt Eisenverluste, ohmsche Verluste sowie Reibungsverluste. Die Wirkleistung der Netzlast wird von Null bis zur Generator-nennleistung variiert. Der Generatorwirkungsgrad hängt auch wesentlich von der Blindleistung ab. Deshalb wird aus den Messergebnissen für die Generatorströme des Beispielschiffs der Leistungsfaktor ($\cos \varphi$) des Netzes abhängig von der elektrischen Wirkleistung ermittelt (Bild 2.7). Der Leistungsfaktor sinkt bei abnehmender Wirkleistung untypisch stark ab. Ursache dafür sind die Oberschwingungsfiler vor den Frequenzumrichtern der Fahrmotoren, die lastunabhängige Blindleistung aufnehmen.

Die Messdaten umfassen ausschließlich Zeiträume, in denen mindestens ein Fahrmotor und mindestens zwei Generatoren in Betrieb waren. Für die Simulation wird der Leistungsfaktor durch ein Polynom approximiert. Über einen Spannungsregler wird das Synchronmaschinenmodell mit dem notwendigen Erregerstrom versorgt, um die Netzspannung konstant zu halten. Ein zweiter Regler regelt die zugeführte mechanische Leistung, um die Generatordrehzahl konstant zu halten. Der Quotient aus elektrischer und mechanischer Leistung ist der Generatorwirkungsgrad, er wird im Gesamtmodell als Kennlinie hinterlegt (Bild 2.7).

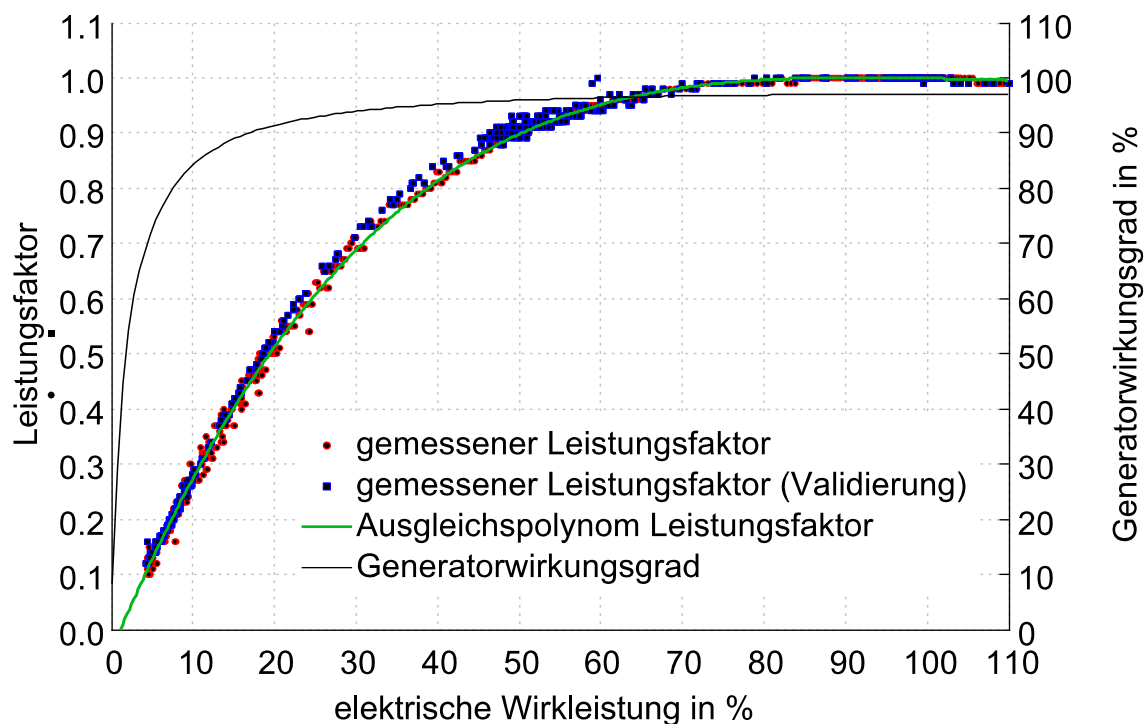


Bild 2.7: Ermittlung des Generatorwirkungsgrads für die gemessene Netzbelastung

3 Messungen zur Kalibrierung und Validierung

3.1 Planung der Modell-Kalibrierung

Nicht alle der für die Modellierung notwendigen Parameter sind in der Dokumentation zu den Motoren angegeben. Die Kalibrierung des Motormodells erfolgt daher, wie in Bild 3.1 dargestellt, iterativ mit Hilfe von gemessenen Daten. Zunächst wird das Motormodell kalibriert, bis bei der Berechnung stationärer Betriebspunkte alle Ergebnisgrößen, die das Lastaufschaltvermögen maßgeblich beeinflussen, für den gesamten Betriebsbereich mit den Messdaten übereinstimmen. In einem zweiten Schritt wird das Modell dynamisch belastet und hinsichtlich des Zeitverhaltens wesentlicher Ergebnisgrößen abgeglichen.

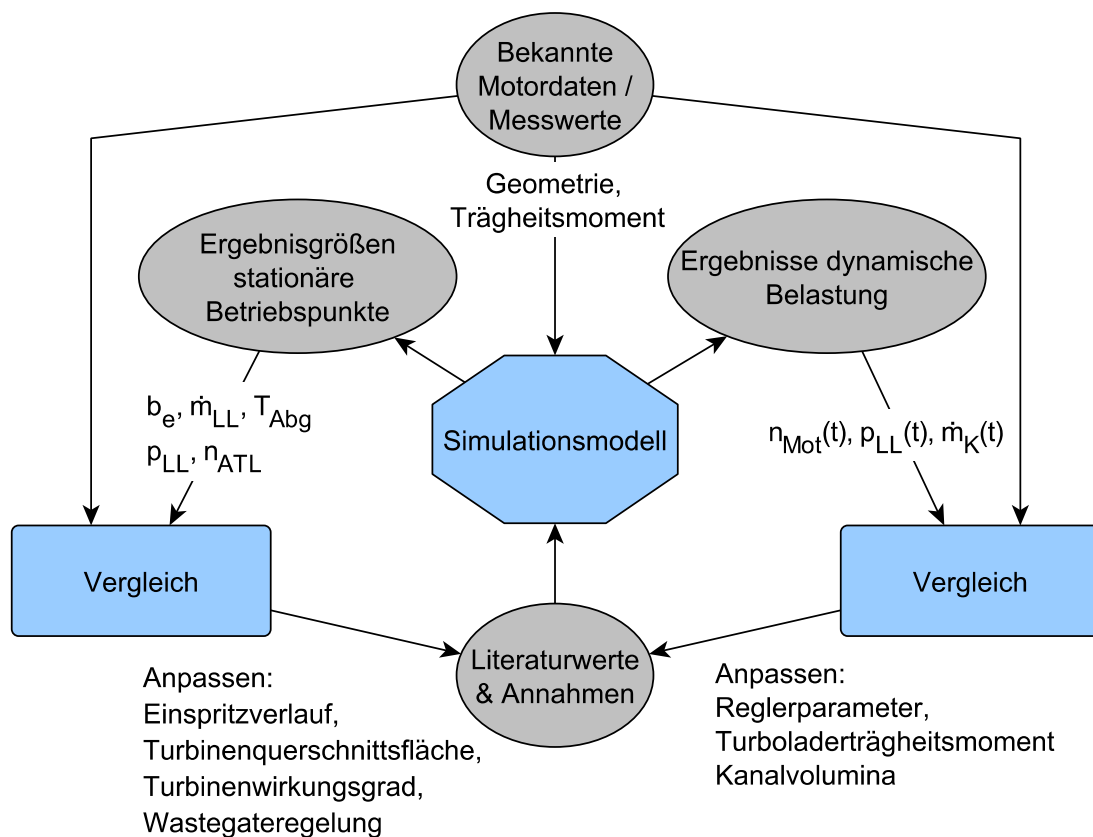


Bild 3.1: Iterativer Kalibriervorgang

3.2 Vorliegende Messergebnisse

Für das Beispielschiff liegen Messwerte einer Vielzahl an Größen des Antriebssystems vor, die über einen Zeitraum von etwa drei Monaten mit einer Abtastfrequenz von 20 Hz kontinuierlich aufgezeichnet und von der Bauwerft und dem Schiffseigner zur Verfügung gestellt wurden. Der Zeitraum umfasst einige Testfahrten sowie den üblichen Schiffsbetrieb. Zu den gemessenen Größen gehören u. a.:

- Drehzahl der Generatoren
- elektrische Ströme und Spannungen der Generatoren
- Einspritzmenge
- Drehzahl der Fahrmotoren
- elektrische Ströme und Spannungen der Fahrmotoren
- Fahrhebelstellungen
- Schiffsgeschwindigkeit (über Grund und durchs Wasser), -kurs und -position
- Windgeschwindigkeit und -richtung
- Winkel, Geschwindigkeit und Beschleunigung der Roll- und der Stampfbewegung

Der große Zeitraum der Messungen ermöglicht eine gute Klassifizierung in häufiger auftretende Zustände und selten auftretende Extremzustände. Zudem können durch die gemeinsame Betrachtung der Messdaten der Antriebsanlage und der Messdaten der Schiffsbewegung und Umgebungsbedingungen sich wiederholende Muster nicht nur identifiziert, sondern auch einzelnen Manövern zugeordnet werden.

3.3 Durchführung von Messungen

Weil die vorliegenden Messdaten (Kap. 3.2) außer der Einspritzmenge keine motorinternen Messgrößen der Dieselmotoren enthalten, wurden zusätzlich eigene Messungen an Bord des Beispielschiffs im normalen Schiffsbetrieb durchgeführt. Um die Veränderung des Ladeluftdrucks in Abhängigkeit der Generatorlast zu ermitteln, wurde bei einem der vier Dieselgeneratoren der Ladeluftkrümmer zwischen Ladeluftkühler und Ladeluftver-

teiler durch einen Ladeluftkrümmer mit Druck- und Temperaturfühlern ersetzt. Mit einem Leistungsmessgerät wurden am Einspeisepunkt des Generators in die Hauptschalttafel die Wirk- und Blindleistung sowie die Frequenz gemessen. Alle Messgrößen wurden über einen Zeitraum von einem Tag mit einer Abtastfrequenz von 43,5 Hz aufgezeichnet. Die hohe Abtastfrequenz wurde gewählt, um das Zeitverhalten des Ladeluftdrucks möglichst genau zu erfassen. Die Abgasturboladerdrehzahl wurde von der Bordautomation überwacht und mit geringerer Abtastfrequenz von 0,1 Hz aufgezeichnet. Gleiches gilt für die Abgastemperaturen und -drücke vor und nach der Turbine sowie die Einspritzmenge (Bild 3.2).

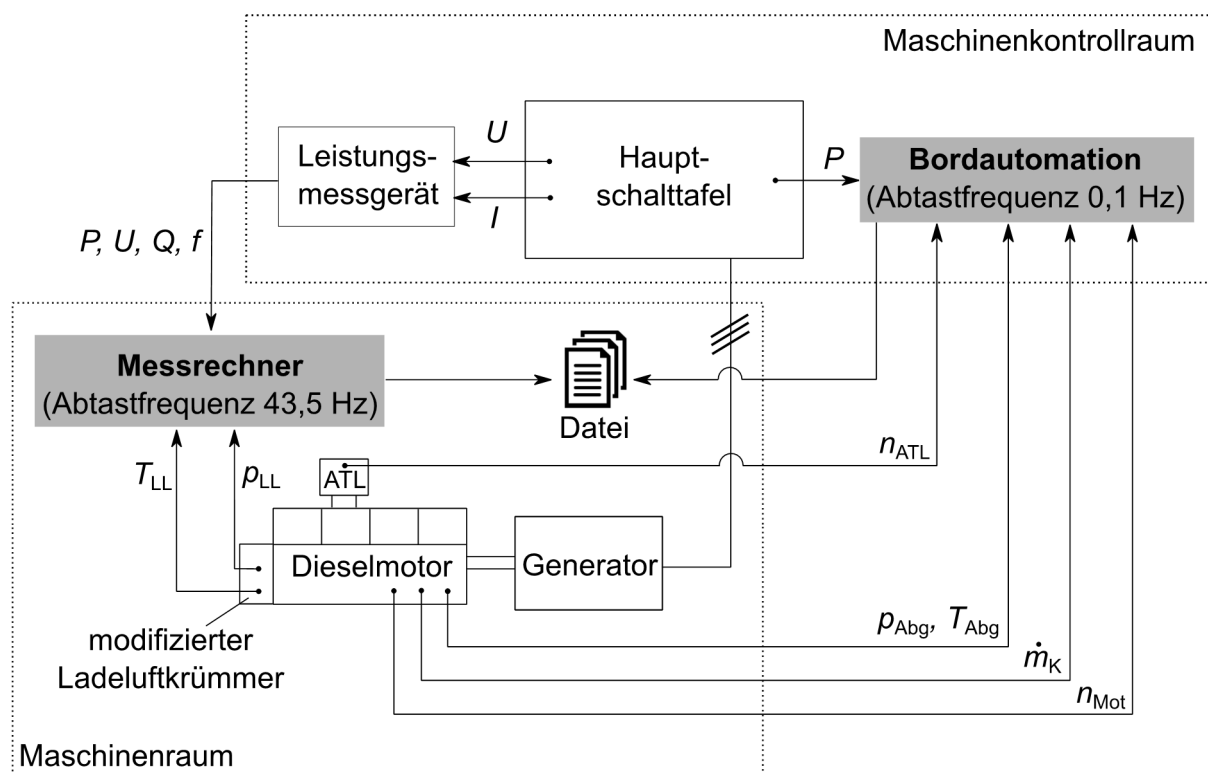


Bild 3.2: Aufbau der Messung zur Ermittlung motorinterner Größen

Über das Leistungssignal, welches sowohl vom Messrechner als auch von der Bordautomation aufgezeichnet wurde, lassen sich die Zeitreihen des Messrechners und der Bordautomation synchronisieren. Bild 3.3 zeigt einen Ausschnitt der Rohsignale und die geglätteten Messwerte für elektrische Leistung, Ladeluftdruck und Generatorzahl. Da die Glättung der Messwerte nicht während der Messung sondern nachträglich vorgenommen wurde, konnte der nicht kausale Savitzky-Golay-Filter zweiter Ordnung verwendet werden. Dieser bewirkt, im Gegensatz zu einfacheren Glättungsverfahren, wie z.

B. der Methode des gleitenden Mittelwerts, keine Phasenverschiebung und ist daher gut geeignet, das Messrauschen zu verringern ohne den wesentlichen Inhalt des Messsignals zeitlich zu verändern.

Die Messsignale der Bordautomation können aufgrund der niedrigen Abtastfrequenz nur für stationäre Betrachtungen herangezogen werden. Wie bereits in Bild 2.7 gezeigt, weisen die von der Werft durchgeführten Messungen untypisch kleine Leistungsfaktoren bei niedrigen Wirkleistungen der Fahrmotoren auf. Dieses Netzverhalten wird durch die eigenen Messungen bestätigt. Bei geringer Generatorbelastung ist die gemessene Blindleistung sehr hoch und nimmt bei zunehmender Generatorbelastung ab (Bild 3.3).

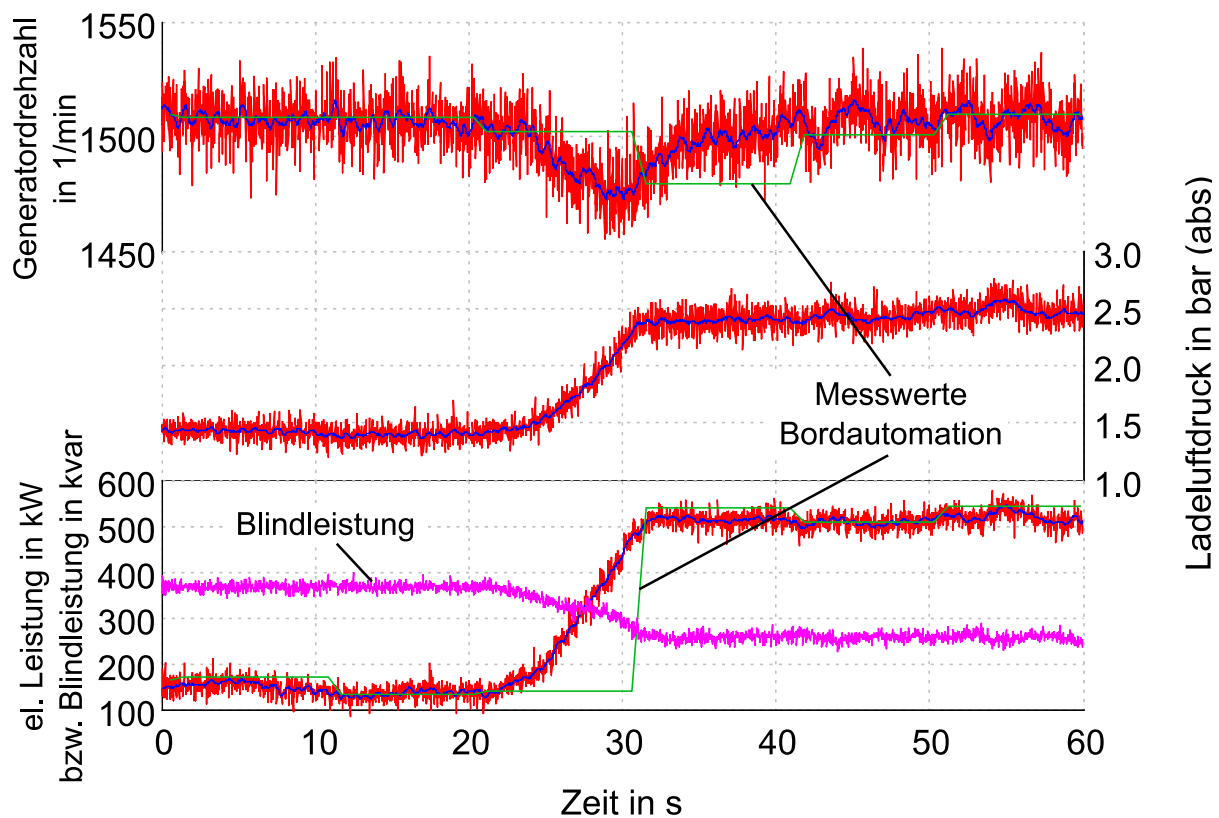


Bild 3.3: Gefilterte und Rohsignale für Generator-drehzahl, Ladeluftdruck und elektrische Leistung bei Lastaufschaltung

3.4 Kalibrierung für stationäre Betriebspunkte

Bei der Simulation stationärer Betriebspunkte werden die Drehzahl und die Einspritzmenge vorgegeben, das Modell kommt daher ohne Drehzahlregler aus. Für viele Größen, die zur Beurteilung des Lastaufschaltvermögens herangezogen werden, liegen keine

Messdaten vor, weil sie entweder nicht direkt messbar sind (z. B. Verbrennungsluftverhältnis, Zylindertemperaturverlauf) oder weil deren Messung während des Schiffsbetriebs nicht möglich ist (z. B. durch Zylinderdruckindizierung). Der Abgleich des Modells hinsichtlich dieser Größen kann also nur indirekt erfolgen. Für die Kalibrierung des Motormodells werden vorrangig die Ergebnisgrößen herangezogen, die zur Beurteilung des Lastaufschaltvermögens bekannt sein müssen und für die zudem Messwerte vorhanden sind. In Tabelle 3.1 sind die Ausgabegrößen und die entsprechende Datenlage aufgelistet.

Tabelle 3.1: Zur Kalibrierung gemessene Größen

Ergebnisgröße	Datenlage
Massenstrom Kraftstoff bzw. spezifischer Kraftstoffverbrauch	Messwerte für 5, 25, 50, 75, 100 und 110 % der Nennleistung vorhanden; zusätzlich Messung eines Signals proportional zur Einspritzmenge im laufenden Schiffsbetrieb
Ansaugluftmassenstrom	Nur Messwert für Nennleistung vorhanden; ist über die Durchflussgleichung mit dem Ladeluftdruck gekoppelt
Abgastemperatur vor und nach Turbine; Turboladerdrehzahl	Im laufenden Schiffsbetrieb gemessen (Abtastfrequenz 0,1 Hz), stationäre Werte durch Mittelung
Ladeluftdruck	Im laufenden Schiffsbetrieb gemessen (Abtastfrequenz 43,5 Hz), stationäre Werte durch Mittelung

Jede einzelne nicht (genau) bekannte Eingabegröße beeinflusst sämtliche Ergebnisgrößen und macht somit die Modellkalibrierung aufwendig, weil die Eingabegrößen nicht unabhängig voneinander kalibriert werden können. Andererseits führt die hohe Komplexität aber auch dazu, dass es nur einen Satz Eingabegrößen gibt, der im Rahmen der geforderten Rechengenauigkeit zu einer guten Übereinstimmung der in Tabelle 3.1 genannten Ergebnisgrößen mit den entsprechenden Messwerten führt.

Dies veranschaulicht folgendes Beispiel: Besonders großen Einfluss auf die genannten Ausgabegrößen hat der unbekannte Einspritzverlauf. Dieser bestimmt die Schwerpunktlage und Dauer der Verbrennung und damit wesentlich den Verbrennungswirkungsgrad. Es sei angenommen, der Verbrennungswirkungsgrad sei für einen Betriebspunkt zu hoch berechnet, alle berechneten Ausgabegrößen stimmen jedoch mit den entsprechenden Messwerten überein. Folglich müssten entweder die mechanischen Verluste, die Wandwärmeverluste oder die Ladungswechselverluste zu hoch berechnet sein, damit bei übereinstimmender Wellenleistung ein übereinstimmender spezifischer Kraftstoffmassenstrom erreicht werden kann. Sowohl höhere mechanische Verluste als auch höhere Wandwärmeverluste würden jedoch die Abgasenergie reduzieren und somit bei gleichem Massenstrom zu einer im Vergleich zum Messwert zu niedrig berechneten Abgas-temperatur vor Turbine führen. Zur Kompensation des zu hohen Verbrennungswirkungsgrades bleibt also nur ein zu hoch berechneter Ladungswechselverlust, der von den Verläufen der effektiven Ventilquerschnittsflächen abhängt und nicht gänzlich ausgeschlossen werden kann. Die Ungenauigkeiten bei den vorliegenden Ventilhubkurven und Durchflussbeiwerten sollten jedoch so klein sein, dass die mögliche Verschiebung zwischen Verbrennungs- und Ladungswechselverlusten tolerierbar ist. Ein Indiz dafür, dass die vorliegenden Ventilhubkurven recht genau sind, ist die gute Übereinstimmung des berechneten Ansaugluftmassenstroms bei Nennleistung mit der Messung.

Um die Anzahl notwendiger Iterationen bei der Kalibrierung gering zu halten, wurden zunächst Parameterstudien durchgeführt und Eingabegrößen mit nur kleinem Einfluss auf die relevanten Ausgabegrößen identifiziert. Als Beispiel werden hier die Temperaturen der Brennraumwände angeführt: Da keine Messwerte für den betrachteten Motor vorlagen, wurden Messwerte aus einer Arbeit von Schneider [Sch12] verwendet. Diese wurden zwar an einem mittelschnell laufenden Dieselmotor gemessen und sind nicht uneingeschränkt auf den betrachteten Schnellläufer übertragbar. Der Einfluss der Wandtemperaturen auf die relevanten Ausgabegrößen ist aber, wie in Bild 3.4 zu erkennen ist, verhältnismäßig klein, sodass die Wandtemperaturen nicht weiter angepasst wurden.

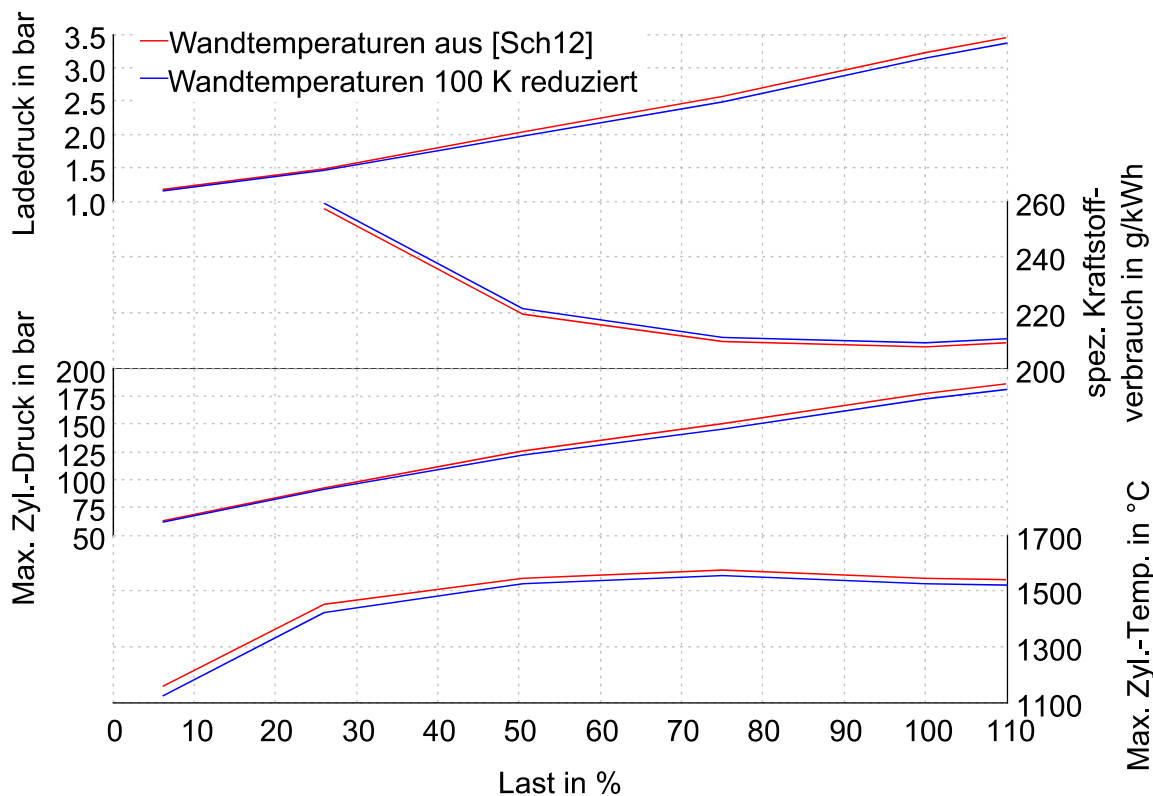


Bild 3.4: Einfluss der Brennraumwandtemperatur auf ausgewählte Ausgabegrößen

Die Parameterstudien zeigen, dass von allen unbekanntenen Eingabegrößen die Parameter Einspritzverlauf, Turbinenquerschnittsfläche und Turbinenwirkungsgrad sowie die Regelung des Wastegates (Ladedruck-Sollwert, Proportionalanteil des Reglers und maximale Querschnittsfläche des Wastegates) den größten Einfluss auf relevante Ausgabegrößen haben. Die Kalibrierung des Motormodells wird daher zunächst auf diese Parameter beschränkt. Im Ergebnis wird hierfür ein Parametersatz gefunden, der für die in Tabelle 3.1 aufgeführten Ausgabegrößen eine für den Untersuchungszweck ausreichende Übereinstimmung mit den entsprechenden Messwerten liefert. In Bild 3.5 ist der gemessene und der berechnete spezifische Kraftstoffverbrauch dargestellt. Das Bild zeigt, dass die starke Zunahme des spezifischen Kraftstoffverbrauchs im Bereich geringer Teillast gut vom Modell abgebildet wird. Im Bereich mittlerer Last wird der Verbrauch um maximal 3,7 % zu gering berechnet. Die Abweichung zwischen Simulation und Messwert liegt damit im Rahmen der Messungenauigkeit, da der gemessene Verbrauch aus vom Steuergerät ausgegebenen Injektorsteuerzeiten errechnet wurde.

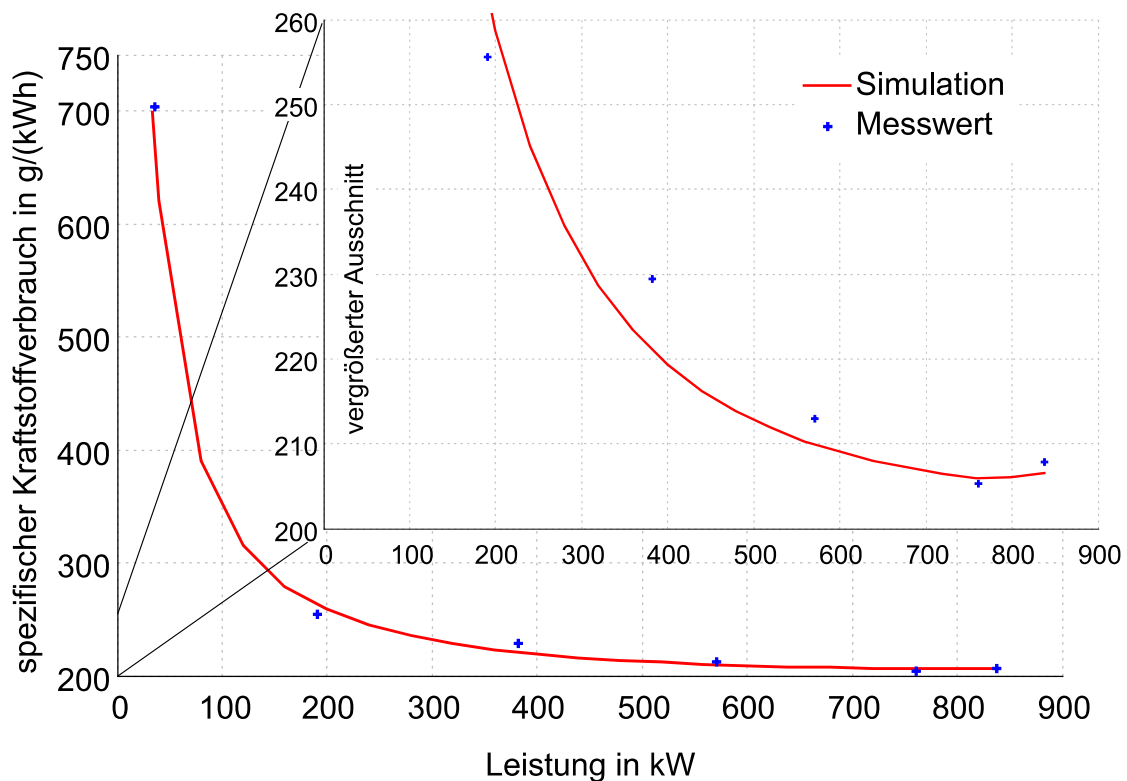


Bild 3.5: Vergleich des gemessenen und berechneten spezifischen Kraftstoffverbrauchs

Der Ladeluftdruck wurde im laufenden Schiffsbetrieb gemessen, was eine gezielte Messung stationärer Betriebspunkte nicht zuließ. In Bild 3.6 sind die Messwerte des Ladeluftdrucks über der elektrischen Leistung aufgetragen. Die Farbskala zeigt darin die Häufigkeit des Messwertes von niedriger Häufigkeit in blasserem Blau bis hoher Häufigkeit in der Farbe Rot. Ursächlich für die große Schwankungsbreite des Ladeluftdrucks ist vorwiegend der zeitverzögerte Zusammenhang mit der Leistung im transienten Betrieb des Motors. Messungenauigkeiten haben hingegen nur einen kleinen Anteil daran. Aus den Messwerten wurde ein Ausgleichspolynom zweiter Ordnung bestimmt und für die Kalibrierung verwendet. Die Kalibrierung des Ladeluftdrucks bei geringer Teillast erfolgt maßgeblich durch die Anpassung der Turbinenquerschnittsflächen. Im Bereich mittlerer Leistung wird der Ladeluftdruck zusätzlich durch den Sollwert des Wastegate-Reglers (legt fest, ab welchem Druck das Wastegate beginnt zu öffnen) und den Proportionalteil des Wastegate-Reglers (legt fest, wie weit das Wastegate in Abhängigkeit des Ladeluftdrucks geöffnet wird) beeinflusst. Im Bereich der Nennleistung wird der Ladedruck zusätzlich über die maximale Querschnittsfläche des Wastegates beeinflusst. Für die genannten Parameter konnte ein Parametersatz gefunden werden, der sowohl für den

spezifischen Kraftstoffverbrauch als auch für den Ladeluftdruck eine gute Übereinstimmung der Simulationsergebnisse mit der Ausgleichskurve erzielt.

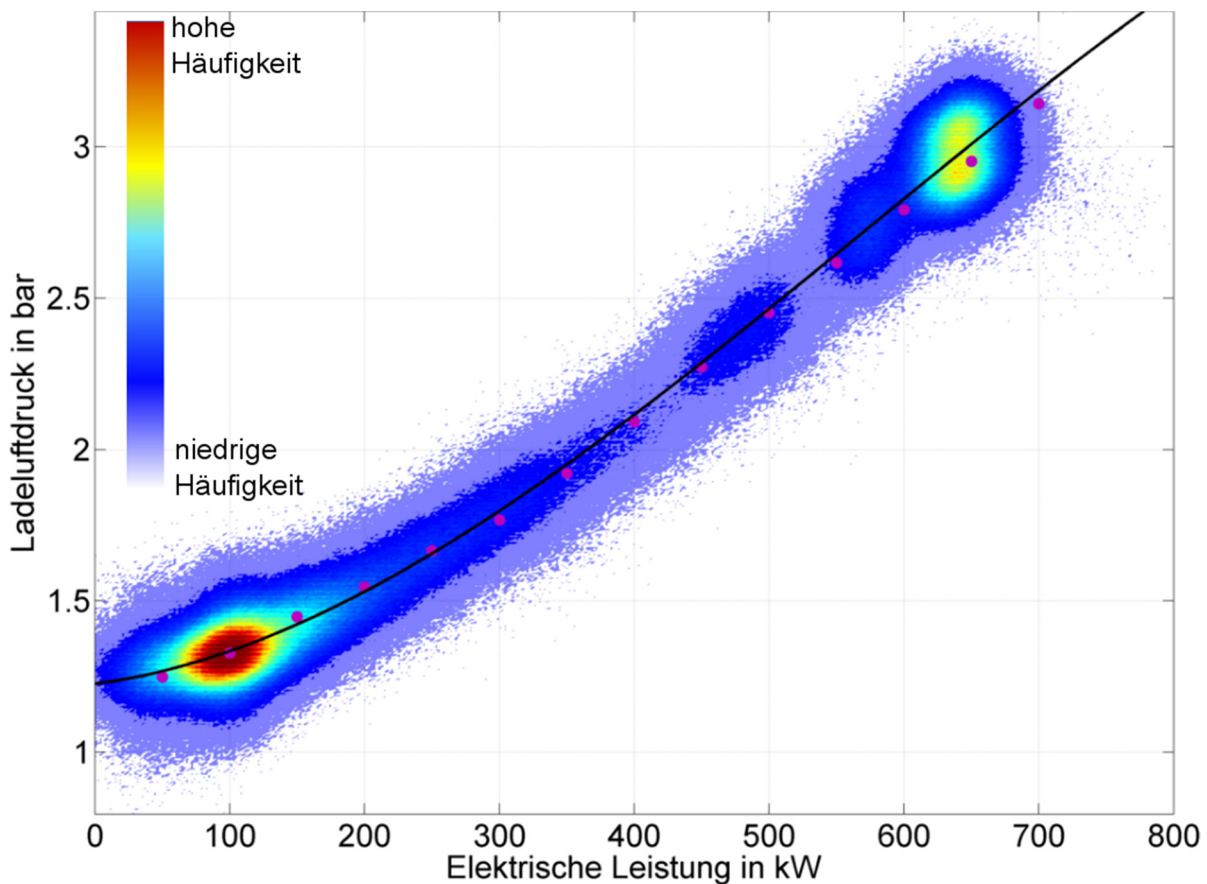


Bild 3.6: Häufigkeit der gemessenen Ladeluftdrücke in Abhängigkeit der elektrischen Leistung mit einem daraus ermittelten Ausgleichspolynom und Simulationsergebnisse (pinke Punkte)

Die Messwerte für die Abgastemperaturen vor und nach Turbine sowie die Turboladerdrehzahl wurden ebenfalls im laufenden Schiffsbetrieb, jedoch nur mit sehr geringer Abtastfrequenz, aufgezeichnet. Werden die Werte über der Last aufgetragen, wie in Bild 3.7 gezeigt, lässt sich feststellen, dass die Temperaturen aufgrund der thermischen Trägheit bei kleinen Lasten (nach einer Lastreduzierung) stark nach oben und bei hohen Lasten (nach einer Laststeigerung) stark nach unten streuen. Dennoch lässt sich der Zusammenhang zwischen Abgastemperaturen und Last für stationäre Betriebspunkte erkennen und die Messwerte werden vom Simulationsmodell, zumindest für die Abgastemperatur nach Turbine, gut getroffen. Bei der Berechnung der Abgastemperatur vor Turbine treten im Bereich mittlerer Last, wie bereits beim spezifischen Kraftstoffverbrauch gezeigt, Ab-

weichungen auf, die im Rahmen der Kalibrierung nicht weiter reduziert werden konnten. Die gemessenen Turboladerdrehzahlen stimmen wiederum gut mit den Simulationsergebnissen überein.

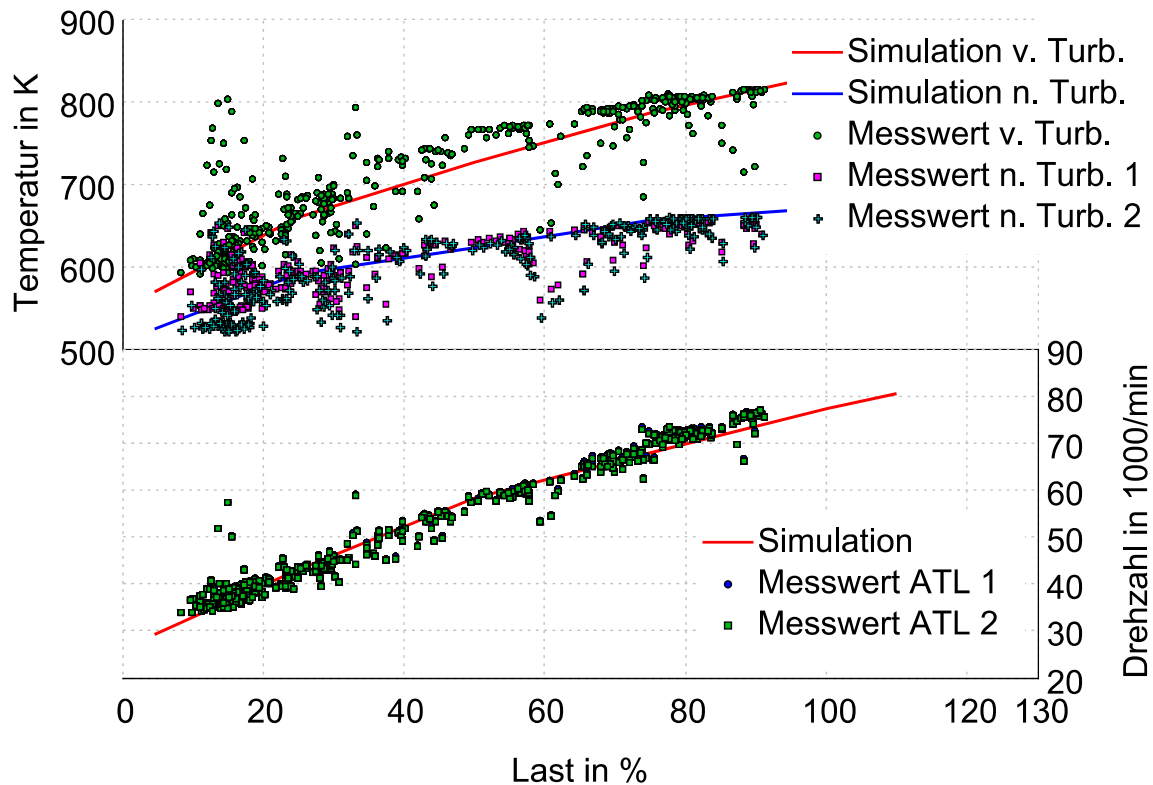


Bild 3.7: Vergleich der gemessenen und simulierten Abgastemperaturen und der Turboladerdrehzahl

3.5 Kalibrierung für transienten Betrieb

Zur Simulation transienter Vorgänge wird das für stationäre Betriebspunkte kalibrierte Modell um ein PID-Glied zur Drehzahlregelung erweitert. Regel- und Stellgröße sind auf Nennwerte normiert, Stellgröße ist die Einspritzmenge. Die unbekanntenen Reglerparameter werden anhand von gemessenen Lastabwurfszenarien ermittelt. Beim Lastabwurf stellt das Verhalten des Reglers die maßgebende Einflussgröße dar. Für drei ausgewählte gemessene Lastabwürfe wurden jeweils Variationen der Reglerparameter durchgeführt und anhand der mittleren quadratischen Abweichung zwischen gemessener und berechneter Motordrehzahl bewertet. Die Ein- und Ausgangsgrößen des Reglers sind auf die jeweiligen Größen im Nennbetrieb bezogen. Nach einer ersten Grobabschät-

zung wurde die Proportionalverstärkung K_P des Reglers im Intervall von 1...3 (Schrittweite 0,2), der Integralanteil K_I von 1 ... 3 s^{-1} (Schrittweite 0,2 s^{-1}) und der Differentialanteil K_D von 0 ... 0,4 s (Schrittweite 0,1 s) systematisch variiert. Die auf diese Weise für die ausgewählten Lastabwürfe ermittelten Reglerparametersätze unterscheiden sich, liefern jedoch jeweils für alle Szenarien zufriedenstellende Ergebnisse.

In Bild 3.8 ist der Lastabwurf mit dem größten gemessenen Lastsprung dargestellt. Der gemessene Drehzahlverlauf konvergiert hier nicht gegen die Nenndrehzahl von 1500 1/min, sondern gegen einen etwa 13 1/min höheren Wert. Offenbar ist in dem Regler für große positive Regeldifferenzen eine dynamische Anpassung des Sollwerts hinterlegt, die eine bleibende erhöhte Drehzahl erlaubt. Im Simulationsmodell hingegen ist der Sollwert konstant (Nenndrehzahl). Dies führt dazu, dass für Lastabwürfe mit großen Lastsprüngen ein größerer Proportionalanteil kombiniert mit kleinerem Integralanteil eine geringere mittlere quadratische Abweichung erzielt. Bei Lastabwürfen mit kleineren Lastsprüngen, wie in Bild 3.9 dargestellt, führen hingegen kleinere Proportional- und größere Integralanteile zu einer besseren Übereinstimmung zwischen gemessenem und berechnetem Drehzahlverlauf.

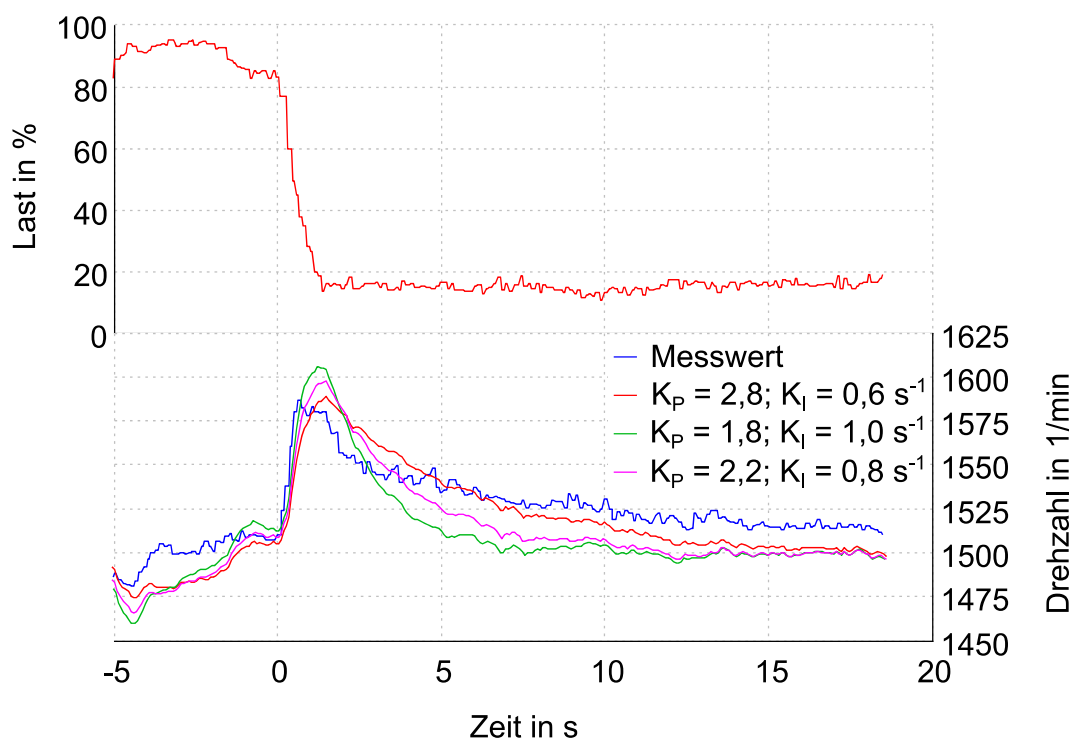


Bild 3.8: Vergleich des gemessenen und für verschiedene Reglerparameter berechneten Drehzahlverlaufs bei Lastabwurf mit großem Lastsprung

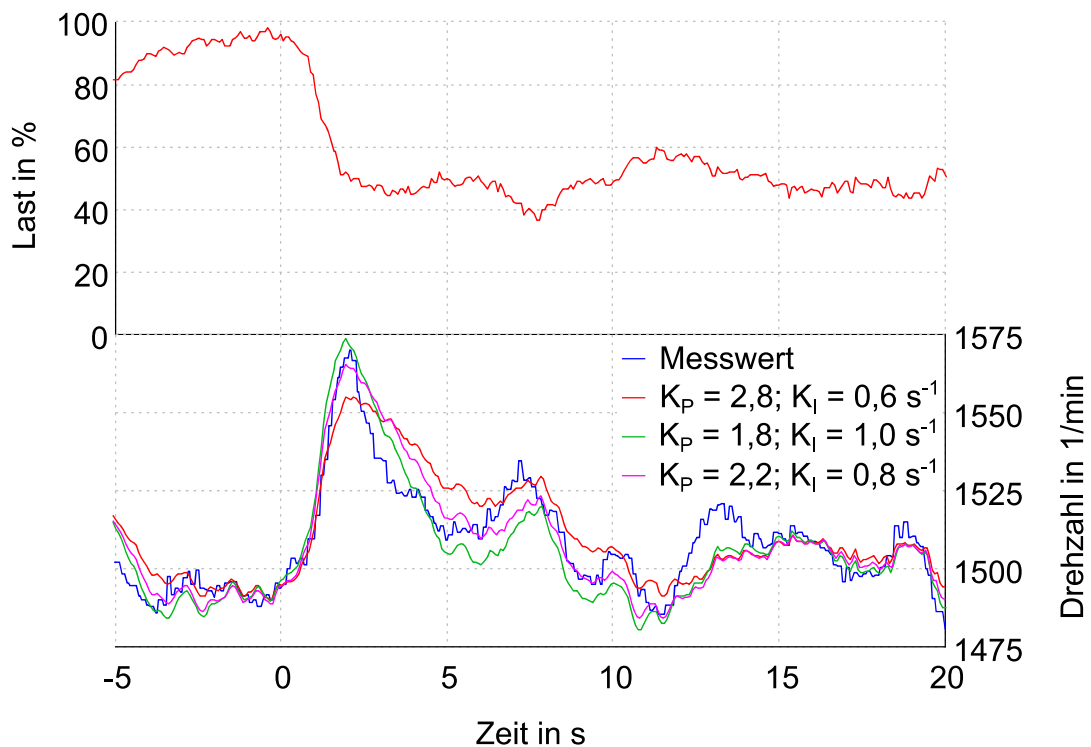


Bild 3.9: Vergleich des gemessenen und für verschiedene Reglerparameter berechneten Drehzahlverlaufs bei Lastabwurf mit kleinem Lastsprung

Mit den drei anhand der betrachteten Lastabwürfe ermittelten Reglerparametersätzen, welche alle keinen Differentialanteil aufweisen, wurden anschließend gemessene Lastaufschaltszenarien simuliert. Die dabei auftretenden Abweichungen in den simulierten Drehzahlverläufen sind bei geringen bis mittleren Laständerungsraten klein. Erst bei größeren Laständerungsraten und bei Lasten größer als Nennlast führen die unterschiedlichen Reglerparametersätze zu deutlich voneinander abweichenden Drehzahlverläufen. Ein solches Lastaufschaltszenario ergibt sich auf dem untersuchten Schiff u. a. bei einer schnellen Änderung der Fahrhebelstellung von „Null“ auf „voll voraus“ bei zwei in Betrieb befindlichen Dieselgeneratoren. Für dieses Szenario sind die Drehzahlverläufe in Bild 3.10 dargestellt. Das Bild zeigt, dass der Reglereinfluss selbst bei einer großen Laststeigerung deutlich geringer ist, als bei der anschließenden kleinen Lastreduktion von Überlast auf Nennlast. Des Weiteren ist zu erkennen, dass die ermittelten Reglerparametersätze insgesamt auch bei Lastaufschaltung zu einer guten Übereinstimmung der berechneten mit den gemessenen Drehzahlverläufen führen. Die geringsten Abweichungen für verschiedene betrachtete Lastaufschaltszenarien ergeben sich dabei mit einem

Proportionalanteil von 2,2 und einem Integralanteil von $0,8 \text{ s}^{-1}$, sodass dieser Parametersatz für alle weiteren Untersuchungen verwendet wird.

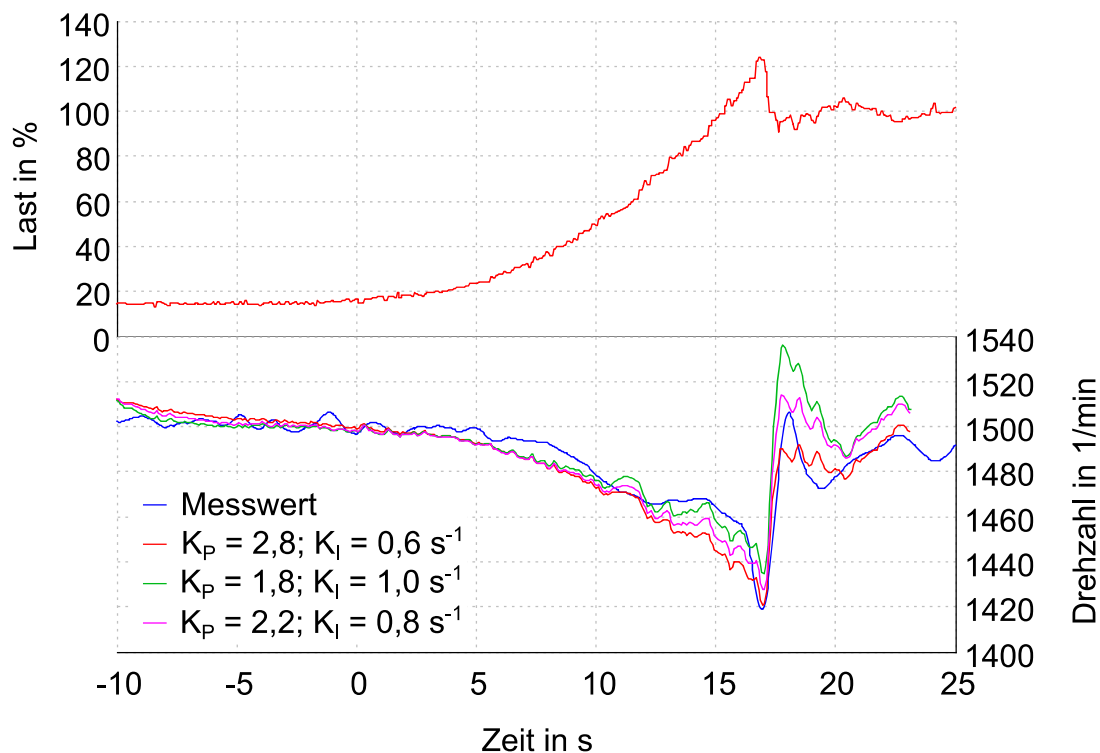


Bild 3.10: Vergleich des gemessenen und für verschiedene Reglerparameter berechneten Drehzahlverlaufs bei Lastaufschaltung

Zusätzlich zu den Parametern des Drehzahlreglers haben auch die Parameter der Wastegate-Regelung, die bereits zur Kalibrierung der stationären Modells in Abschnitt 3.2 variiert wurden, sowie das Turboladerträgheitsmoment und die Kanalvolumina im Ladeluft- und Abgastrakt großen Einfluss auf das transiente Verhalten. Die unbekannt Parameter wurden variiert, bis eine möglichst gute Übereinstimmung berechneter und gemessener Ladeluftdruckverläufe für alle ausgewählten gemessenen Lastverläufe erreicht wurde. In Bild 3.11 sind gemessener und mit variiertem Turboladerträgheitsmoment berechneter Ladeluftdruckverlauf bei einer Lastaufschaltung dargestellt. Die Kanalvolumina und die Wastegate-Reglerparameter wurden dabei konstant gehalten. Das Bild zeigt eine gute Übereinstimmung des gemessenen mit dem berechneten Verlauf, wenn der Referenzwert (vgl. Abschnitt 2.6) für das Turboladerträgheitsmoment verwendet wird. Wird das Trägheitsmoment um 30 % verringert, liegt der berechnete Verlauf innerhalb der ersten Sekunden noch dichter an dem gemessenen Verlauf, steigt allerdings zu stark an. Dies lässt sich auch durch einen veränderten Proportionalanteil

des Wastegate-Reglers nicht kompensieren, ohne dass im weiteren Verlauf der Ladeluftdruck deutlich zu niedrig berechnet wird.

Mögliche Gründe für die leichte Abweichung in den Ladeluftdruckverläufen sind zum einen das stark vereinfachte Turbinenmodell und zum anderen die für die Simulation getroffene Annahme, dass die Einspritzparameter ausschließlich lastabhängig sind und nicht von der zeitlichen Änderung der Last abhängen. Es ist jedoch davon auszugehen, dass beim realen Motor die Einspritzparameter bei Lastaufschaltungen und Lastreduzierungen angepasst werden und von den Parametern im stationären Betrieb abweichen. Eine dritte mögliche Ursache für die Abweichungen ist die getroffene Annahme, dass die Wastegate-Regelung ebenfalls mit konstanten Parametern arbeitet, also einer mechanischen Ladedruckregelung entspricht. Tatsächlich werden die Regelparameter jedoch geringfügig an den Betriebszustand des Motors angepasst.

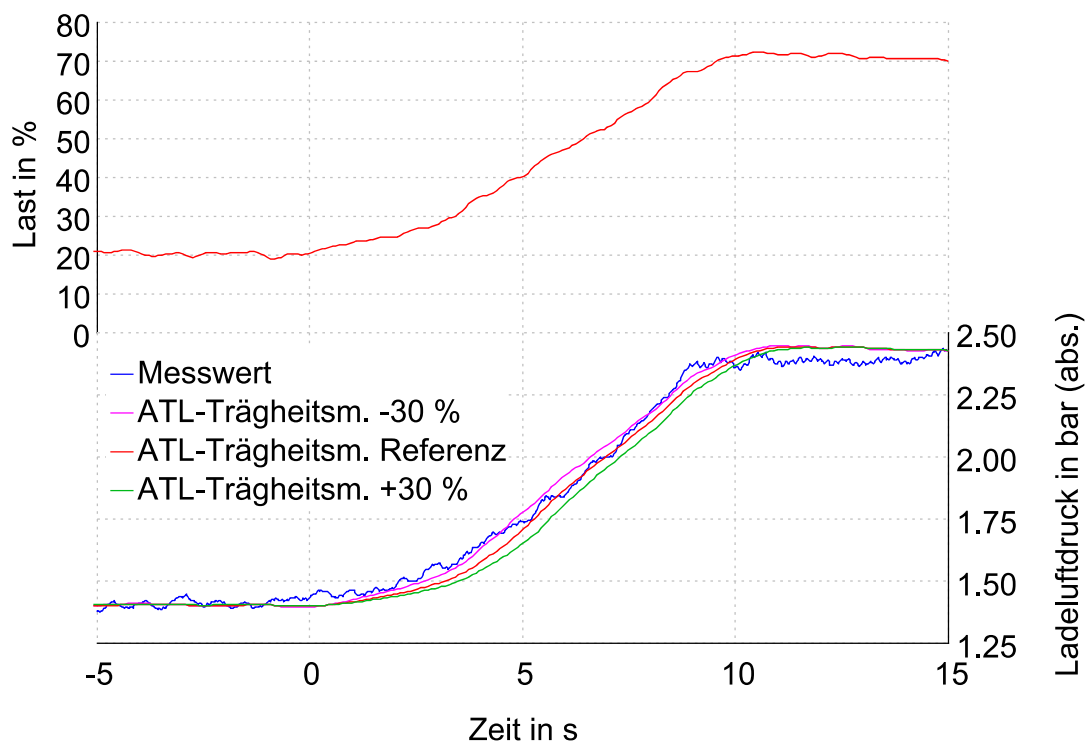


Bild 3.11: Verlauf des gemessenen und des mit variiertem Trägheitsmoment des Abgas-turboladers berechnetem Ladeluftdrucks

Ein vom Modell zu niedrig berechneter Ladeluftdruck ist für die Untersuchung des Optimierungspotentials bei Lastaufschaltung jedoch weniger kritisch als ein zu hoch berechneter Ladeluftdruck, weil das Lastaufschaltpotential im Zweifel unterschätzt wird. Aus diesem Grund kann die im Bild 3.11 auftretende Abweichung im zeitlichen Verlauf

des Ladeluftdrucks bei der Rechnung mit dem Referenzwert für das Turboladerträgheitsmoment toleriert werden.

Mit dem iterativ kalibrierten Motormodell wurde eine Vielzahl an unterschiedlichen im laufenden Schiffsbetrieb gemessenen Lastverläufen nachgerechnet. Insgesamt liefert das Motormodell sowohl bei stationären Betriebspunkten (siehe Abschnitt 3.4) sowie im transienten Betrieb für die wesentlichen Ergebnisgrößen, wie z. B. Einspritzmenge, Ladeluftdruck und Motordrehzahl (Bild 3.10, Bild 3.11), eine gute Übereinstimmung mit den entsprechenden Messgrößen.

4 Regelung unter Ausnutzung des Lastaufschaltvermögens

4.1 Einflussfaktoren und Grenzen

Beim Betrieb von Dieselmotoren mit Abgasturboaufladung muss durch die Regelung der eingespritzten Kraftstoffmenge gewährleistet werden, dass bestimmte Betriebsgrenzen nicht überschritten werden. Die wesentlichen Grenzen sind hierbei nach [Öst95] und [Rei10]:

- Motordrehzahl
- Zylinderspitzenndruck
- maximale Änderungsrate des Zylinderdrucks
- Kennfeldgrenzen des Turboladers (maximale Drehzahl, Verdichterpumpen)
- Bauteil-, Öl- und Kühlwassertemperaturen
- Abgastemperatur
- Schadstoffemission (z. B. Stickoxide, Ruß)

Die genannten Grenzen sollen auch bei veränderten Regelungskonzepten und verbesserten dynamischen Leistungsbegrenzungen unverändert eingehalten werden.

Für den betrachteten Fall des Generatorbetriebs gelten für die Grenzen der Motordrehzahl nicht nur die Drehzahlgrenzen des Motorkennfelds, sondern die meist wesentlich kleineren zulässigen Abweichungen der Netzfrequenz von der Nennfrequenz. Damit gehört die Motordrehzahl, bzw. der zugelassene Drehzahlabfall, bei Aufschaltung einer Generatorlast zu den am stärksten limitierenden Faktoren. Besonders kritisch ist dies bei transienten Lastanforderungen der elektrischen Propulsionsmotoren, wenn diese direkt aus dem Bordnetz versorgt werden, weil die elektrische Leistung der Propulsionsmotoren groß im Verhältnis zur Generatorleistung ist.

Der Zylinderspitzenndruck stellt eine wichtige Grenze des stationären Betriebsbereichs dar und hängt vorwiegend von der eingespritzten Kraftstoffmenge und dem Ladeluftdruck ab. Da beide Größen zu Beginn einer Lastaufschaltung deutlich unterhalb der Nennwerte liegen, erreicht der Zylinderspitzenndruck erst bei hohen Lasten und durch

den Aufbau des Ladeluftdrucks verzögert den Grenzbereich und hat daher kaum Einfluss auf das Lastaufschaltvermögen.

Gleiches gilt für die Kennfeldgrenzen des Turboladers. Für das Lastaufschaltvermögen des Motors im Generatorbetrieb spielen Pump- und Stopfgrenze keine Rolle.

Auch die Bauteil-, Öl- und Kühlwassertemperaturgrenzen spielen für das Lastaufschaltvermögen wegen der thermischen Trägheit eine untergeordnete Rolle. Während der Lastaufschaltungen treten höhere Zylindertemperaturen auf als im stationären Betrieb, sodass bei häufigen kurzen Lastzyklen überhöhte Bauteiltemperaturen möglich sind. Im Manövrierbetrieb des Schiffs können kurze Belastungszyklen auftreten, aber nicht lange genug um zu einer deutlich erhöhten Temperatur zu kommen.

Die Berechnung der maximal auftretenden Zylinderdruckänderungsrate anhand des in Kapitel 2 vorgestellten Simulationsmodells ist aufgrund der Vereinfachungen bezüglich der Einspritzverläufe mit Unsicherheit behaftet. Dennoch sind die berechneten Verläufe, wie in Bild 4.1 dargestellt, in der Tendenz plausibel: Zu Beginn einer Lastaufschaltung steigt die berechnete Zylinderdruckänderungsrate deutlich an. Wegen des zunehmenden Ladeluftdrucks steigen jedoch Druck und Temperatur bei Einspritzbeginn, wodurch der Zündverzögerung und der Anteil der vorgemischten Verbrennung abnehmen. Dies führt wiederum zur raschen Abnahme der Zylinderdruckänderungsrate. Die berechneten Maximalwerte liegen dabei, weitgehend unabhängig von der Laständerungsrate, in der Größenordnung $8 \text{ bar/}^\circ\text{Kurbelwinkel}$ und damit in einem üblichen und zulässigen Bereich. Im Vergleich zu den der Simulation zu Grunde liegenden trapezförmigen Einspritzverläufen, könnte durch optimierte Einspritzverläufe im transienten Bereich die maximal auftretende Zylinderdruckänderungsrate weiter verringert werden. Hinzu kommt, dass eine kurzzeitig erhöhte Druckänderungsrate wegen der thermischen Trägheit der betroffenen Bauteile keine schädliche Wirkung auf den Motor hat. Aus diesen Gründen wird die Zylinderdruckänderungsrate nicht als limitierender Faktor bezüglich des Lastaufschaltvermögens des untersuchten Dieselmotors betrachtet.

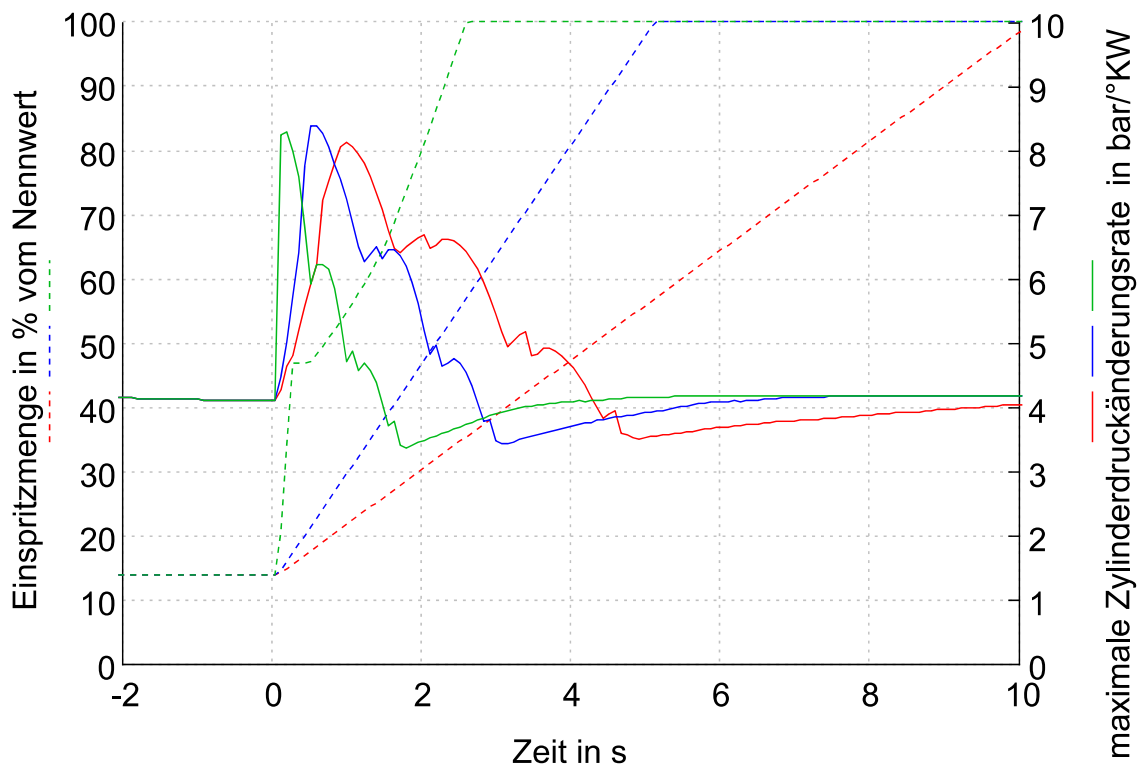


Bild 4.1: Berechnete maximale Zylinderdruckänderungsrate für verschieden schnelle Lastaufschaltungen bei konstanter Drehzahl

Zusätzlich zur Motordrehzahl wird die Lastaufschaltung maßgeblich durch die Grenzwerte für Abgastemperatur und Konzentration der Schadstoffemissionen limitiert. Da sowohl die Abgastemperatur als auch die Konzentrationen von Ruß und Stickoxiden bei Unterschreitung eines minimalen Luftverhältnisses stark ansteigen, ist es ausreichend, dass bei einer Lastaufschaltung das minimal auftretende Verbrennungsluftverhältnis nicht unterhalb des Auslegungswertes fällt. Zur Bewertung der Abgastemperatur müsste bei positivem Spülgefälle das Gesamtluftverhältnis betrachtet werden, um die Abkühlung durch Spülluft während der Ventilüberschneidung zu berücksichtigen. Wird das minimale Verbrennungsluftverhältnis während einer Lastaufschaltung zu einem Zeitpunkt erreicht, in dem ein großes Spülgefälle vorliegt, ist die Abgastemperatur niedriger als in einem Betriebszustand mit kleinerem Spülgefälle. Dennoch ist das kleinere Verbrennungsluftverhältnis als Vergleichskriterium ausreichend, weil in beiden Fällen die Rußemission die Kraftstoffeinspritzung begrenzt.

Ein starker Anstieg der Rußemission ist bei Unterschreitung eines Verbrennungsluftverhältnisses von etwa 1,2...1,3 zu erwarten [Puc12]. Werden die größten gemessenen Lastaufschaltungen mit den höchsten Laständerungsraten mit dem Simulationsmodell

nachgerechnet, ergibt sich ein minimales Verbrennungsluftverhältnis von 1,4. Im stationären Nennbetrieb liegt das berechnete Verbrennungsluftverhältnis bei etwa 1,95. Dies zeigt, dass die Automation auf dem betrachteten Schiff die Leistungsaufnahme der Fahrmotoren so begrenzt, dass stets ein ausreichender Abstand zur Rußgrenze eingehalten wird. Eine extreme, während einer frühen Testfahrt gemessene Lastaufschaltung und die berechneten Verläufe von Motordrehzahl, Verbrennungsluftverhältnis sowie Abgastemperatur vor und nach der Turbine sind in Bild 4.2 dargestellt. Für das Verbrennungsluftverhältnis wird der Wert von 1,4 für alle folgenden Untersuchungen als Grenzwert im Modell hinterlegt. Das durch die Wahl eines niedrigeren Grenzwertes möglicherweise bestehende Optimierungspotential wird nicht weiter betrachtet.

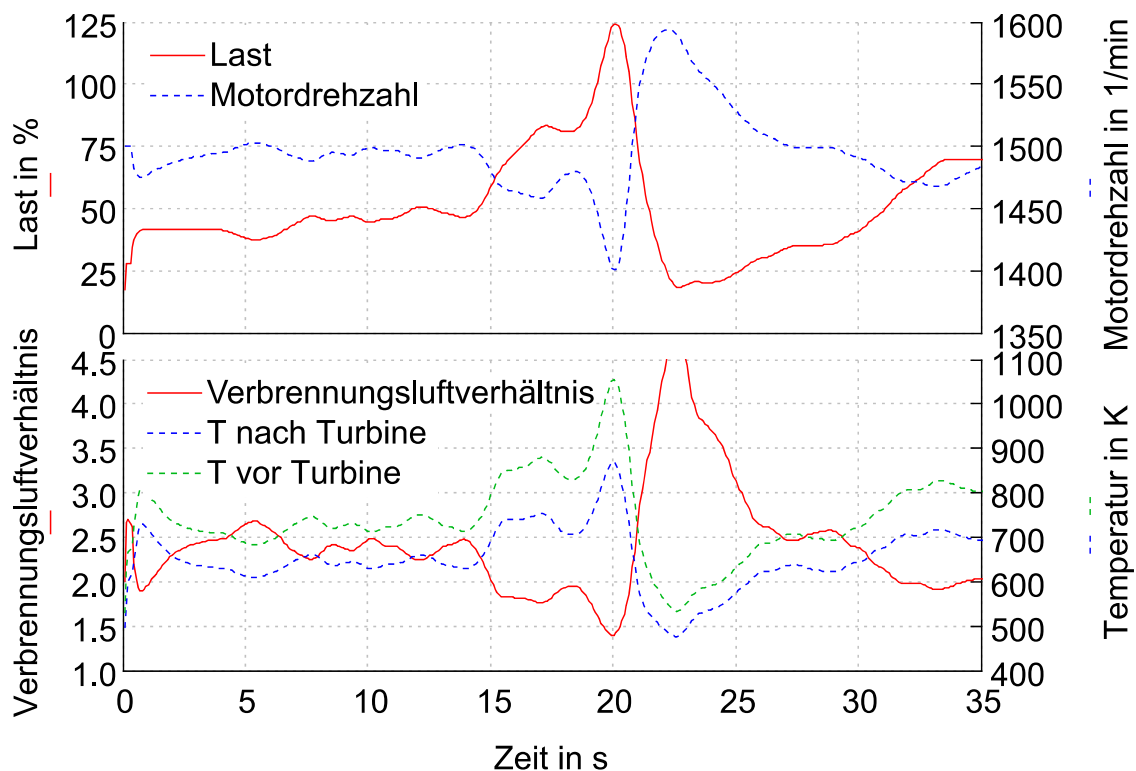


Bild 4.2: Verläufe berechneter Motordrehzahl, Verbrennungsluftverhältnis und Abgastemperaturen vor und nach der Turbine bei Nachrechnung einer gemessenen extremen Lastaufschaltung

4.2 Lastaufschaltung mit idealem Drehzahlregler

Das theoretische Lastaufschaltvermögen des betrachteten Dieselmotors kann anhand einer Simulationsrechnung mit fest vorgegebener Motordrehzahl ermittelt werden. Bild 4.3 zeigt das Ergebnis von Simulationen, in denen bei jeweils konstanter Drehzahl die

Einspritzmenge zu jedem Zeitschritt genau so weit erhöht wurde, bis das Verbrennungsluftverhältnis dem unteren Grenzwert von 1,4 entspricht oder die maximal zulässige Einspritzmenge erreicht wird. Bild 4.3 zeigt somit den zeitlichen Verlauf einer optimalen Lastaufschaltung mit einem idealen Drehzahlregler. Das Diagramm verdeutlicht, dass zunächst der bestehende Luftüberschuss genutzt werden kann, um den Generator sprungförmig zu belasten. Die Änderungsrate der Leistung wird dabei nur durch die Druckregelung im Einspritzsystem begrenzt. Bemerkenswert ist, dass, obwohl der Luftüberschuss mit zunehmender Leistung deutlich abnimmt, die Größe des möglichen Sprungs nur geringfügig abhängig von der Leistung vor Lastaufschaltung ist. Dies gilt zumindest für den Bereich zwischen Leerlauf und etwa 70 % der Nennleistung. Der Grund hierfür liegt in dem wesentlich besseren Ansprechverhalten des Turboladers bei höheren Lasten. Der schnellere Ladedruckaufbau kompensiert so den kleineren Luftüberschuss. Nach der sprungförmigen Lastaufschaltung ist die weitere Belastung durch den Ladeluftdruck begrenzt, die Steigung nimmt dabei wegen des ansteigenden Turboladerwirkungsgrades zu. Ausgehend von einer Last von 5 % wäre ein Anstieg auf 100 % der Nennleistung in 2,5 s möglich.

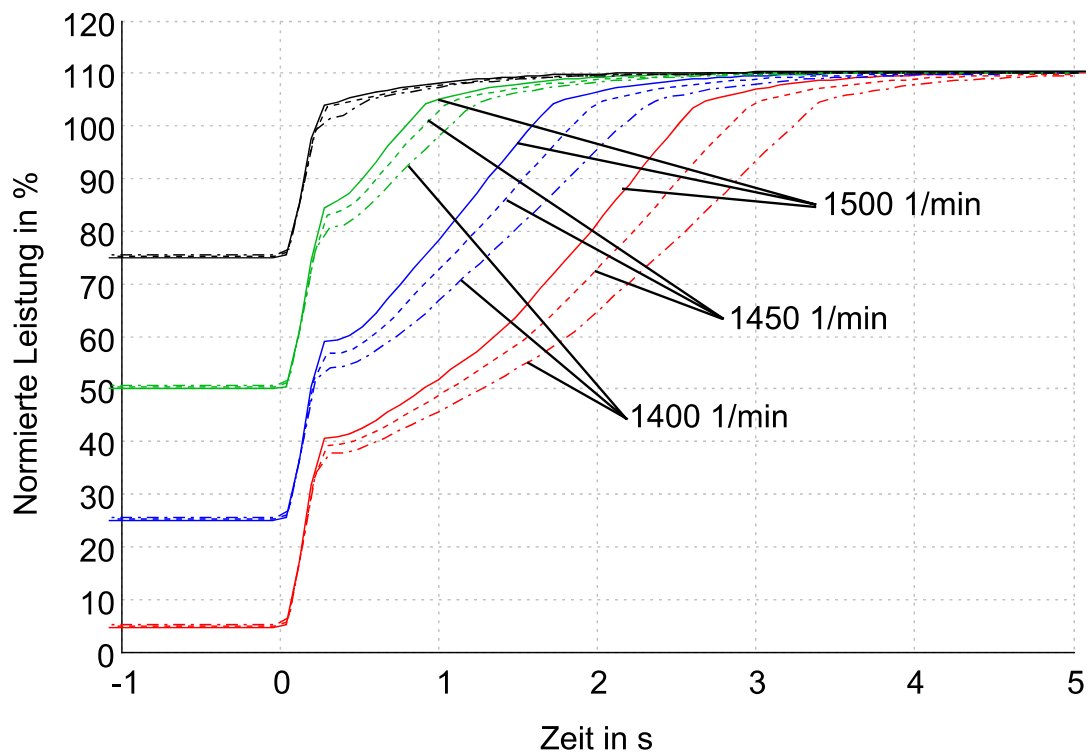


Bild 4.3: Zeitlicher Verlauf der Leistung bei maximaler Einspritzung unter Einhaltung eines minimalen Verbrennungsluftverhältnisses von 1,4 für verschiedene konstante Motordrehzahlen

Des Weiteren zeigt Bild 4.3 die Notwendigkeit, die Motordrehzahl während Lastaufschaltungen möglichst konstant zu halten. Eine Absenkung der Motordrehzahl von 1500 min^{-1} auf 1400 min^{-1} vergrößert, ausgehend von 5 % Nennleistung, die Zeitdauer bis zum Erreichen der Nennleistung von 2,5 auf 3,3 s. Die Begründung hierfür liegt in der, bei gleicher Leistung, größeren benötigten Kraftstoffmenge pro Arbeitsspiel und der geringeren Turboladerdrehzahl.

Aus Bild 4.3 lassen sich zwei wesentliche Optimierungsmöglichkeiten für den Betrieb von Dieselgeneratoren ableiten:

1. Das Power-Management sollte bei der Begrenzung der Lastaufschaltung zu jedem Zeitpunkt den bestehenden Luftüberschuss berücksichtigen. Dadurch kann zunächst ein großer Lastsprung zugelassen werden, um den Abgasturbolader möglichst schnell auf eine hohe Drehzahl zu beschleunigen und so die Zeit bis zum Erreichen der geforderten Leistung minimiert werden.
2. Die Generatordrehzahlregelung sollte möglichst schnell auf eine Lastaufschaltung reagieren, um den Drehzahleinbruch möglichst klein zu halten.

4.3 Lastaufschaltung mit konventionellem Drehzahlregler

Ein konventioneller Drehzahlregler (Bild 4.4) kann prinzipbedingt einen Drehzahleinbruch bei Lastaufschaltung nicht verhindern, da dieser erst aufgrund einer Regeldifferenz die Einspritzmenge erhöht. Bei einer bestehenden Anlage kann der Drehzahlregler des Dieselmotors jedoch in den meisten Fällen nicht ohne weitere Eingriffe in die Motorsteuerung verändert werden, weshalb dann eine optimierte dynamische Leistungsbegrenzung in der Steuerung der elektrischen Fahrmotoren die einzige Möglichkeit darstellt, die Dynamik der Antriebsanlage zu verbessern.

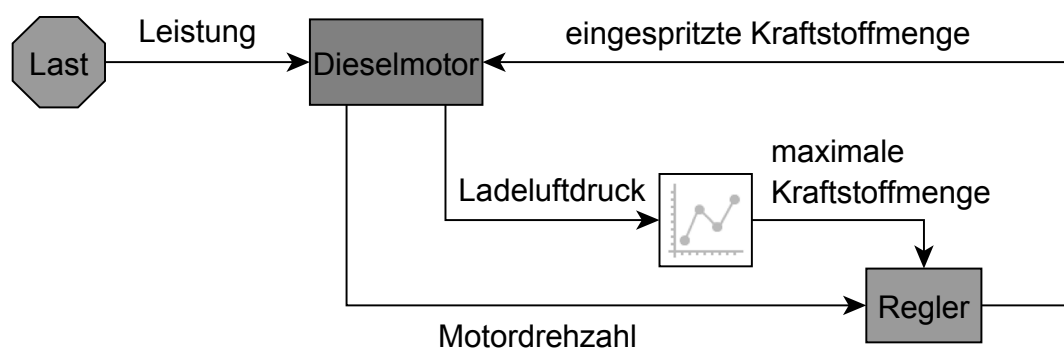


Bild 4.4: Konventionelles Drehzahlregelungskonzept mit ladeluftdruckabhängiger Einspritzmengenbegrenzung

Eine derart große Leistungsänderungsrate von etwa 40 %/s, wie sie in Bild 4.2 kurz vor Erreichen des Leistungsmaximums auftritt, ist nur sehr selten in den vorliegenden umfangreichen Messdaten zu finden. Solche extremen Leistungsänderungsraten treten nur kurzzeitig auf, wenn während einer Beschleunigungsphase mehrere Faktoren zusammen auftreten. Dazu gehören eine ungleichmäßige Propelleranströmung durch Stampfbewegung, Leistungsbedarf des Bugstrahlruders und der Ruderanlage sowie Abschaltung / Ausfall eines Generators. Bei der überwiegenden Mehrzahl an aufgezeichneten Beschleunigungsvorgängen liegen die maximalen Leistungsänderungsraten bei unter 10 %/s, was in der aktuellen Automation begründet liegt.

Bild 4.5 zeigt den simulierten zeitlichen Verlauf von Motordrehzahl und Verbrennungsluftverhältnis bei Lastaufschaltung in Form einer Lastrampe. Die Steigung der Rampe beträgt 21,7 %/s und ist so gewählt, dass das minimal auftretende Verbrennungsluftverhältnis bei etwa 1,45 und damit geringfügig oberhalb des in Abschnitt 4.1 festgelegten

Grenzwertes liegt. Zusätzlich ist eine optimierte Lastaufschaltung in Anlehnung des Verlaufs in Bild 4.3 dargestellt, welche sich aus einer Verkettung eines Lastsprungs und zweier Lastrampen zusammensetzt. Durch den Lastsprung sinkt die Generator Drehzahl zunächst deutlich ab. Durch die große Regeldifferenz wird die Einspritzmenge schnell erhöht und der Luftüberschuss wesentlich schneller ausgenutzt. Unmittelbar nach dem Lastsprung lässt allerdings das Luftverhältnis nur eine kleine Laständerungsrate zu, weshalb zwei Rampen mit zunehmender Steigung notwendig sind, um eine nennenswerte Verbesserung gegenüber der einfachen Lastrampe zu erzielen.

Durch die optimierte Lastaufschaltung bleiben die maximal auftretende Drehzahlabweichung, das minimale Luftverhältnis sowie die maximalen Abgastemperaturen gleich. Bei gleicher thermischer und mechanischer Belastung des Motors, wird die Zeit bis zum Erreichen der Nennleistung dabei um über 20 % von 4,6 s auf 3,6 s reduziert. Zudem steht während der gesamten Dauer der Lastaufschaltung über 20 % mehr Leistung zur Verfügung. Der im Manövrierbetrieb häufig gemessene Leistungsbereich bis 40 % der Nennleistung steht anstelle von 1,8 s bereits innerhalb von 0,5 s zur Verfügung.

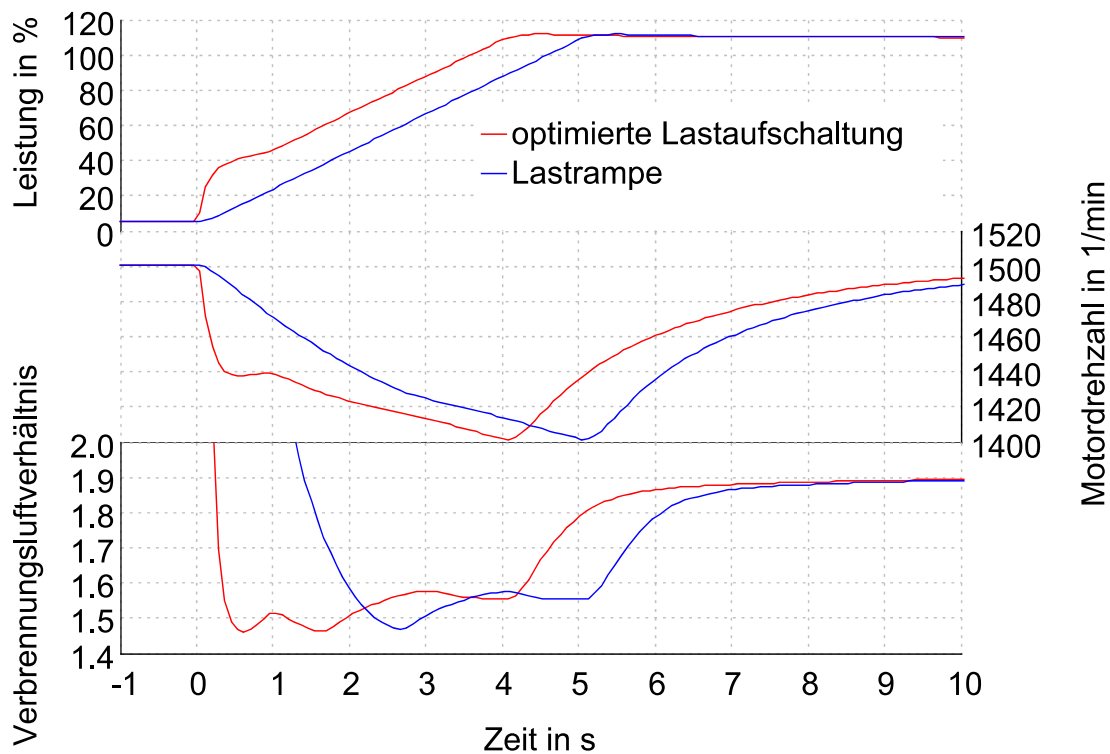


Bild 4.5: Vergleich einer Lastrampe mit einer optimierten Lastaufschaltung durch Verkettung von Lastsprung und anschließender Rampe bei Verwendung eines konventionellen Drehzahlreglers

4.4 Lastaufschaltung mit alternativen Drehzahlregelungskonzepten

Das volle Lastaufschaltvermögen der Dieselmotoren kann nur mit einem Drehzahlregler ausgeschöpft werden, welcher zusätzlich zur aktuellen Motordrehzahl die Belastung des Generators als Eingangssignal erhält. Dadurch kann bei einer Lastaufschaltung die Kraftstoffeinspritzmenge erhöht werden, bevor die Motordrehzahl einbricht. Eine Möglichkeit dafür zeigt Bild 4.6. Hier wird die auf die Motordrehzahl als Störgröße wirkende Generatorleistung differenziert, mit einem Gewichtungsfaktor k multipliziert und von der Ist-Motordrehzahl abgezogen. Im Falle einer Lastaufschaltung reduziert die positive Leistungsänderungsrate unmittelbar das dem Regler zugeführte Drehzahlsignal. Die vergrößerte Regeldifferenz führt somit zu einer erhöhten Kraftstoffeinspritzmenge, ohne dass dafür die Motordrehzahl von der Soll-Drehzahl abweichen muss.

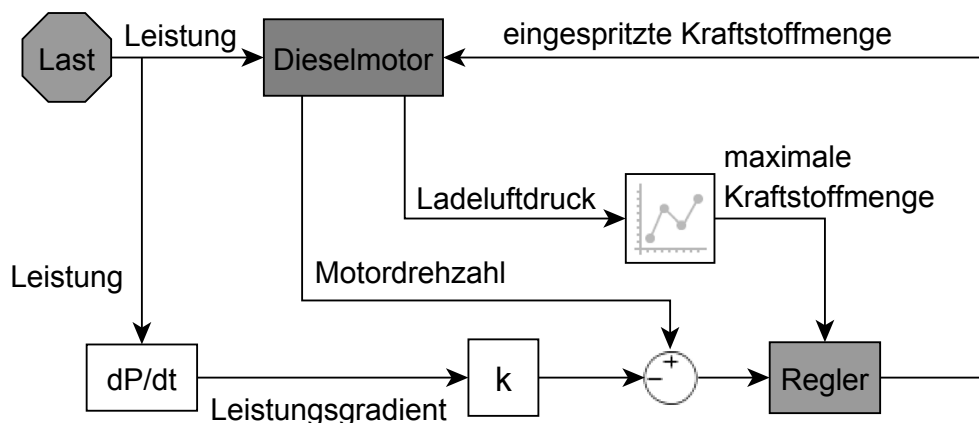


Bild 4.6: Drehzahlregelungskonzept mit Störgrößenaufschaltung und ladeluftdruckabhängiger Einspritzmengenbegrenzung

Eine andere Möglichkeit, das Lastsignal direkt für die Drehzahlregelung zu nutzen, ist die kennfeldbasierte Vorsteuerung (Bild 4.7). Hierbei wird in einem Kennfeld der für stationäre Betriebspunkte ermittelte Zusammenhang zwischen Generatorleistung und eingespritzter Kraftstoffmasse hinterlegt. Optional kann zusätzlich der Einfluss der Motordrehzahl auf die einzuspritzende Kraftstoffmenge berücksichtigt werden. Zu der aus dem Kennfeld ermittelten Einspritzmenge wird das Ausgangssignal des Reglers addiert und ladeluftdruckabhängig begrenzt.

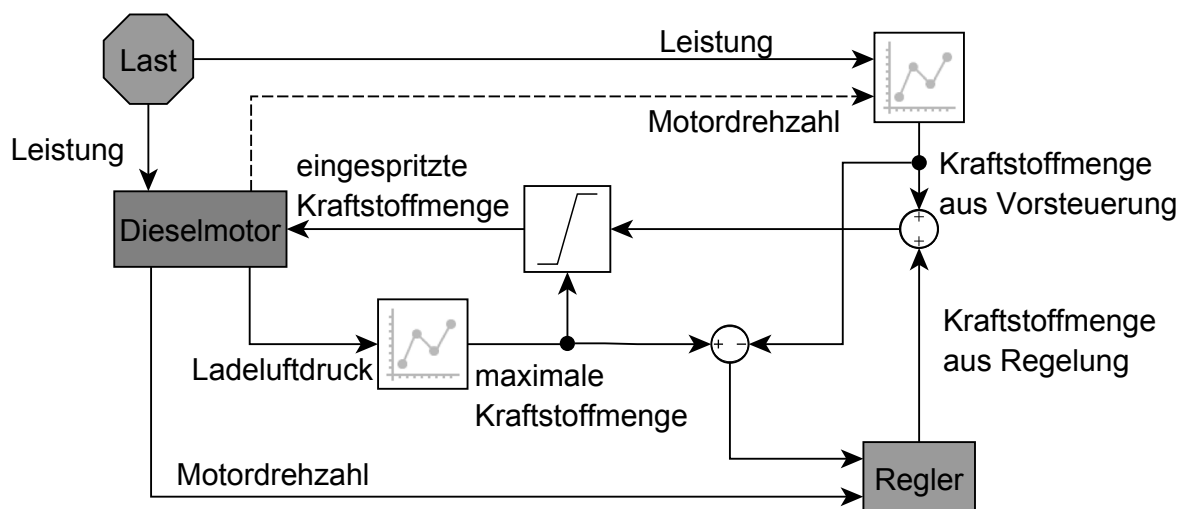


Bild 4.7: Drehzahlregelungskonzept mit kennfeldbasierter Vorsteuerung und ladeluftdruckabhängiger Einspritzmengenbegrenzung

Der Vorteil der Vorsteuerung gegenüber dem konventionellen Drehzahlregler ist in Bild 4.8 zu erkennen. Das Bild zeigt das Simulationsergebnis für die gleiche Lastrampe, wie Bild 4.5. Durch die Vorsteuerung kann die maximal auftretende Drehzahlabweichung

von 6,5 % auf 0,4 % reduziert werden. Die verbleibende Drehzahlabweichung tritt auf, da die aus dem Kennfeld bestimmte Einspritzmenge nur im stationären Betrieb für die geforderte Leistung ausreicht. Während der Lastaufschaltung liegen jedoch Ladeluftdruck und Turboladerwirkungsgrad zu jedem Zeitpunkt unterhalb der stationären Werte, weshalb eine geringfügig größere Einspritzmenge erforderlich ist. Diese Differenz führt zu einer kleinen Drehzahlabweichung, welcher der Regler entgegenwirkt. Größere Drehzahlabweichungen treten bei Einsatz der Vorsteuerung nur auf, wenn die ladedruckabhängige Einspritzmengenbegrenzung eingreift.

Durch die Vorsteuerung wird nicht nur der Drehzahleinbruch während der Lastaufschaltung nahezu vollständig unterbunden, auch das minimal auftretende Verbrennungsluftverhältnis liegt höher. Dies bietet Potential für eine noch schnellere Lastaufschaltung.

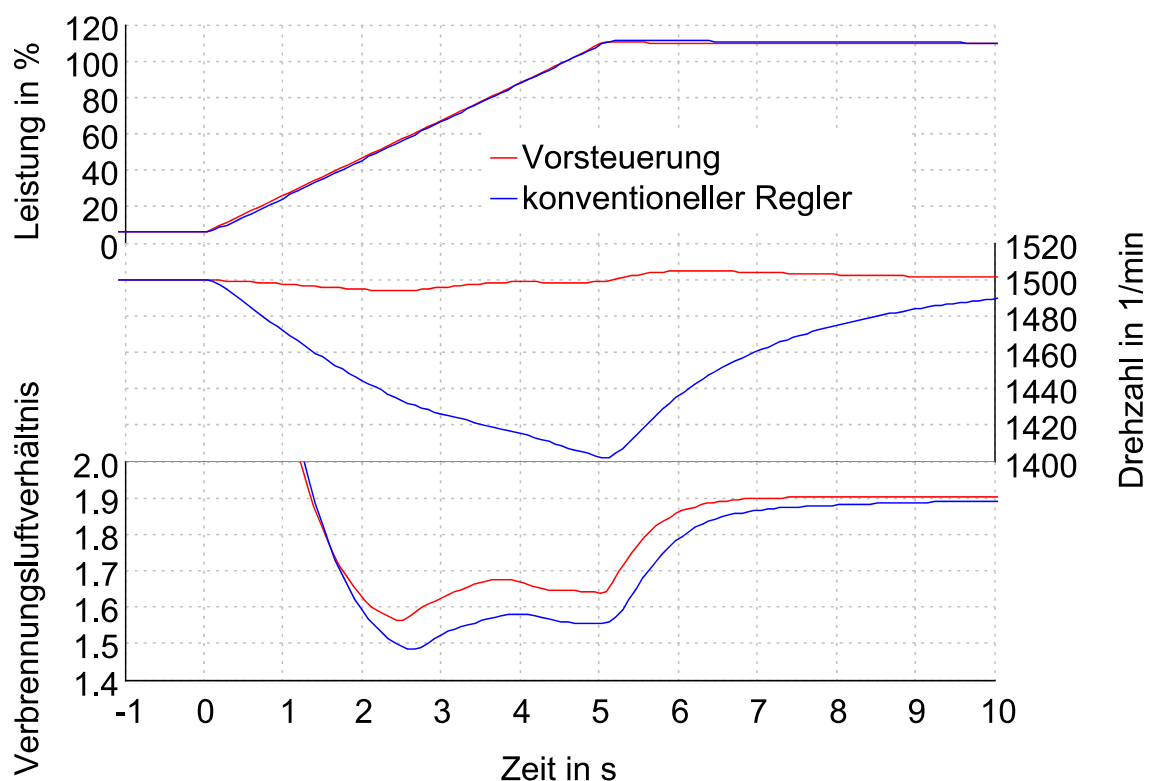


Bild 4.8: Vergleich des konventionellen Drehzahlreglers mit der kennfeldbasierten Vorsteuerung bei Simulation einer Lastrampe

In Bild 4.9 ist ein Lastsprung mit zwei folgenden Lastrampen bei Einsatz der Vorsteuerung dargestellt. Durch die Vorsteuerung wird der Luftüberschuss zu Beginn nochmals schneller ausgenutzt, der Drehzahleinbruch bleibt dabei klein. Dies bewirkt zwar im

Zeitbereich bis etwa 1 s nur eine kleine Änderung im Leistungsverlauf, jedoch kann die Steigung der zweiten Rampe, bei gleichem minimalem Verbrennungsluftverhältnis, deutlich größer gewählt werden. Dadurch kann die Zeitspanne bis zum Erreichen der Nennleistung um etwa 25 % verkürzt werden. Ausgehend von der ursprünglichen Lastrampe entspricht dies einer Verkürzung um ca. 41 %, bei gleicher thermischer und mechanischer Belastung des Motors sowie deutlich reduziertem Drehzahleinbruch.

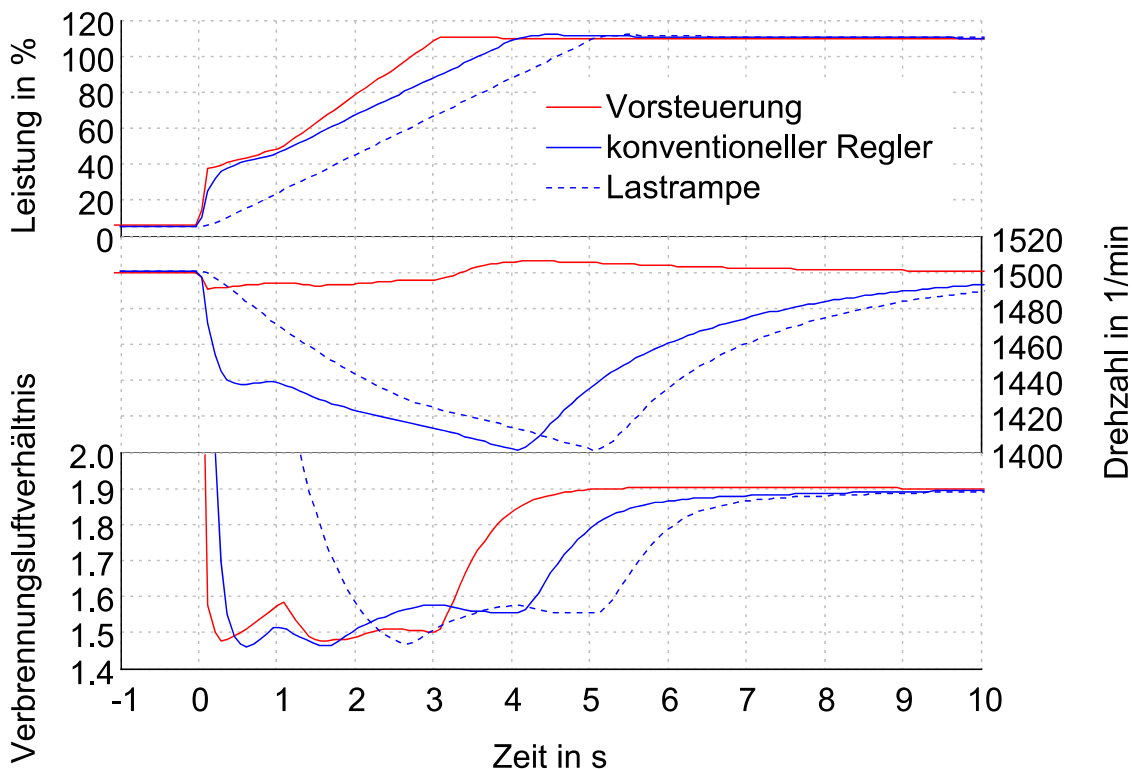


Bild 4.9: Optimierte Lastaufschaltung durch Verkettung von Lastsprung und anschließender Rampe bei Verwendung einer kennfeldbasierten Vorsteuerung

4.5 Lastaufschaltvermögen beschreibende Größe

Die in Bild 4.5 und Bild 4.9 gezeigten Lastaufschaltungen entsprechen in etwa der für das jeweilige Regelungskonzept schnellstmöglichen Lastaufschaltung, beginnend bei einem stationären Betrieb mit einer Leistung von 5 % der Nennleistung. Wie Bild 4.3 zeigt, müssen für schnellstmögliche Lastaufschaltungen, die bei abweichenden Leistungen beginnen, jeweils neue optimierte Leistungsverläufe verwendet werden. Hinzu kommt, dass die Dieselmotoren, besonders im Manövrierbetrieb, nur selten stationäre Betriebspunkte erreichen. Abweichungen vom stationären Betriebspunkt haben wiederum großen Einfluss auf das momentane Lastaufschaltvermögen. Aus diesen Gründen sind die

gezeigten Lastaufschaltungen für die Umsetzung einer Leistungsbegrenzung der elektrischen Fahrmotoren im Power-Management nicht direkt verwendbar.

Es wird daher der Ansatz verfolgt, für die dynamische Leistungsbegrenzung eine Größe zu nutzen, welche das momentane Lastaufschaltvermögen beschreibt und der Automation zur Verfügung steht. Eine solche Größe stellt die Differenz zwischen der momentan maximal zulässigen Einspritzmenge pro Arbeitsspiel $m_{K,zul}$ und der tatsächlich eingespritzten Kraftstoffmenge m_K dar. Bei geringen Drehzahländerungen ist die eingespritzte Kraftstoffmenge etwa proportional zur Leistung. Bei der Berechnung der momentan maximal zulässigen Einspritzmenge wird die Frischluftmenge im Zylinder m_{LZ} , das festgelegte minimale Verbrennungsluftverhältnis $\lambda_{V,min}$ sowie ein konstanter Maximalwert für die Einspritzmenge $m_{K,max}$ berücksichtigt:

$$m_{K,zul} = \min \left\{ \frac{m_{LZ}}{\lambda_{V,min} \cdot L_{min}}, m_{K,max} \right\} \quad (4.1)$$

In Bild 4.10 sind Simulationsergebnisse für eine gemessene Lastaufschaltung mit hoher Laständerungsrate (Schiffsbeschleunigung mit zwei Generatoren in Betrieb) dargestellt. Die rote Kurve im unteren Diagrammteil ist die für ein minimales Verbrennungsluftverhältnis von 1,5 zulässige Einspritzmenge bezogen auf $m_{K,max}$. $m_{K,max}$ ist so gewählt, dass die höchste gemessene Leistung gerade noch vom Simulationsmodell erreicht werden kann. Der Wert liegt ca. 30 % über der im Nennpunkt notwendigen Einspritzmenge. Die blaue Kurve stellt die tatsächlich eingespritzte Kraftstoffmenge m_K , bezogen auf $m_{K,max}$, dar.

Die Differenz aus $m_{K,zul}$ und m_K bleibt über einen großen Leistungsbereich konstant und geht erst bei sehr großen Leistungsänderungsraten oder im Bereich der Maximalleistung gegen null. Leistungssensitiver und daher für die Leistungsbegrenzung besser geeignet ist die bezogene Differenz:

$$\Delta m_{K,bez}(t) = \frac{m_{K,zul}(t) - m_K(t)}{m_{K,zul}(t)} \quad (4.2)$$

Wie Bild 4.10 zeigt, korreliert $\Delta m_{K,bez}$ deutlich stärker mit dem Verbrennungsluftverhältnis als Δm_K und nimmt nur Werte im Intervall von 0...1 an. Die Größe eignet sich daher besonders gut zur Beschreibung des momentanen Lastaufschaltvermögens.

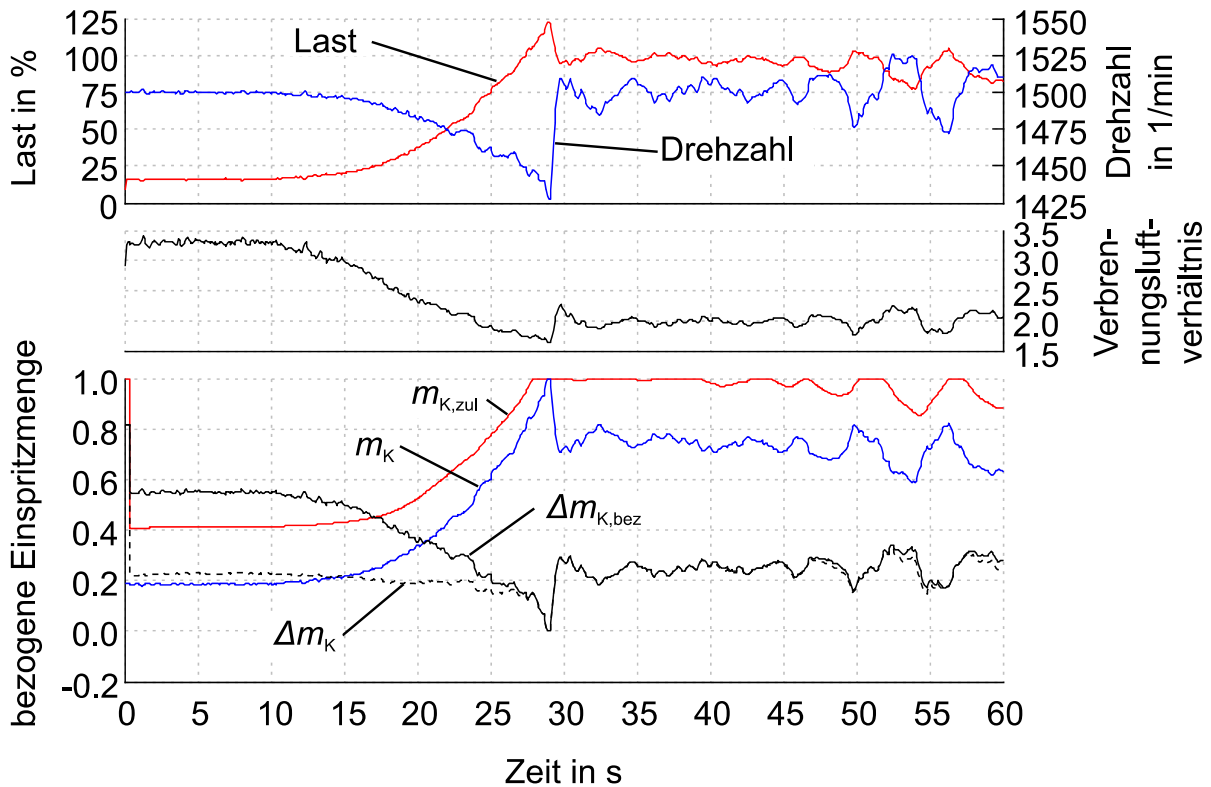


Bild 4.10: Simulationsergebnisse bei einer Lastaufschaltung für Motordrehzahl, Verbrennungsluftverhältnis und auf die maximale Einspritzmenge $m_{K,max}$ bezogene momentan zulässige Einspritzmenge $m_{K,zul}$, tatsächlich eingespritzte Kraftstoffmenge und die Differenz der Werte Δm_K

4.6 Beschreibung des Lastaufschaltvermögens mittels Übertragungsfunktionen

Ein detailliertes physikalisches Motormodell kommt zur Ermittlung des Lastaufschaltvermögens in der praktischen Anwendung nicht in Frage, da die erforderlichen Parameter meist nicht verfügbar und die Modelle zudem rechenintensiv sind. Im Folgenden wird gezeigt, dass das zeitliche Verhalten von $m_{K,zul}$ und m_K nach Gleichung (4.2) in Ab-

hängigkeit der Generatorleistung auch durch zeitinvariante lineare Übertragungsfunktionen beschrieben werden kann, was eine Berechnung in Echtzeit von $\Delta m_{K,bez}$ mit üblichen Prozessoren ermöglicht.

$\Delta m_{K,bez}$ hängt nichtlinear von der Generatorleistung ab, was unter anderem im nichtlinearen Verhalten des Turboladers und in der Begrenzung von $m_{K,zul}$ durch den konstanten Maximalwert $m_{K,max}$ begründet ist. Im Folgenden wird gezeigt, dass mit Zerlegung in zwei Teilübertragungsfunktionen für $m_{K,zul}$ und m_K und einer zusätzlichen Begrenzung eine recht genaue Beschreibung möglich ist. Die Übertragungsfunktion für $m_{K,zul}$ enthält dann keine Begrenzung. Die Begrenzung auf $m_{K,max}$ in Gleichung (4.1) erfolgt außerhalb dieser Teilübertragungsfunktion (Bild 4.11).

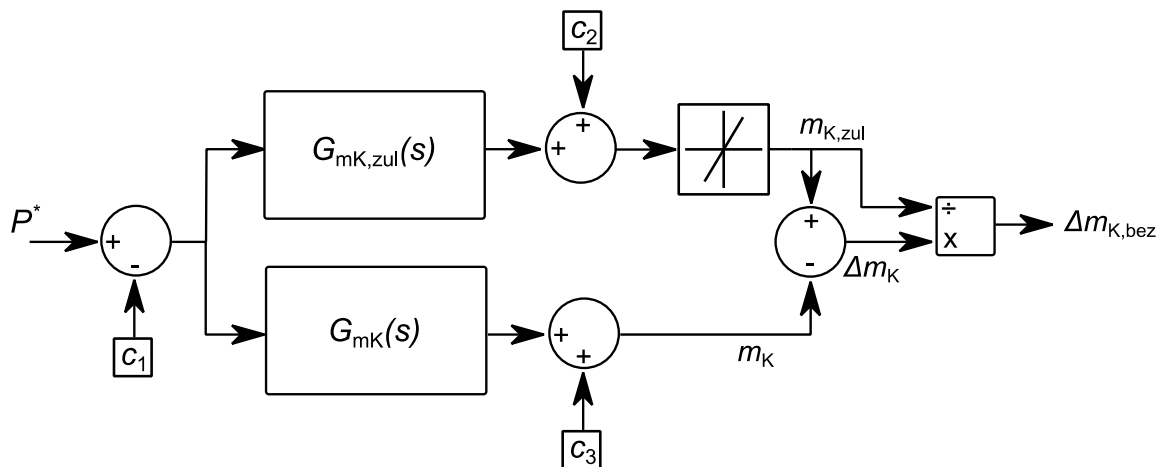


Bild 4.11: Teilübertragungsfunktionen zur Berechnung der Größe $\Delta m_{K,bez}$:
 $G_{m_{K,zul}}(s)$ gemäß Gleichung (4.3), $G_{m_K}(s)$ gemäß Gleichung (4.6)

Durch die Teilübertragungsfunktionen kann das Lastaufschaltvermögen ausreichend genau beschrieben werden, ohne Rückschlüsse auf Auslegungsdetails zu zulassen. Zudem sind die Teilübertragungsfunktionen einfach zu parametrieren. Dazu müssten die Motorenhersteller die Parameter anhand bereits bestehender physikalischer Simulationsmodelle oder anhand von Messungen am realen Motor ermitteln. Während die Größe m_K direkt gemessen werden kann, gilt dies nicht für die Größe $m_{K,zul}$. Über die dem Motorenhersteller bekannte Korrelation mit dem Ladeluftdruck kann aber auch $m_{K,zul}$ relativ einfach ermittelt werden.

4.6.1 Systemidentifikation für die zulässige Einspritzmenge

Zur Ermittlung der Übertragungsfunktionen wird eine experimentelle Systemidentifikation auf Basis von Simulationsergebnissen des physikalischen Motormodells durchgeführt. Hierfür wird die „System Identification Toolbox“ in MATLAB verwendet. Zunächst wird das physikalische Modell des Motors mit konventionellem Drehzahlregler genutzt.

Aus Bild 4.12 ist erkennbar, dass das Zeitverhalten der Größe $m_{K,zul}$ in Abhängigkeit der Generatorlast etwa dem eines Systems erster Ordnung (PT1-Glied) entspricht. Im oberen Teil von Bild 4.12 ist der auf Nennlast bezogene Lastverlauf P^* dargestellt, wie er für die experimentelle Systemidentifikation verwendet wird. Ein solches Treppensignal wird für die Identifikation nichtlinearer Systeme empfohlen [Dit09] und führt im Vergleich zu gemessenen Lastverläufen oder einem Einheitssprung zu deutlich genaueren Übertragungsfunktionen. Der dargestellte Lastverlauf wird für die Systemidentifikation um den Wert c_1 nach unten verschoben (Bild 4.12), damit das Eingangssignal zu Beginn den Wert Null hat.

Die zugehörige, mit dem physikalischen Motormodell berechnete, Systemantwort für $m_{K,zul}$ (im unteren Teil von Bild 4.12 rot dargestellt) wird für die Systemidentifikation um den Wert c_2 verschoben. Die zu ermittelnde Übertragungsfunktion ist daher:

$$G_{m_{K,zul}}(s) = \frac{\left(\frac{m_{K,zul}}{m_{K,max}}\right)(s)}{P^*(s)} \quad (4.3)$$

Die Größe $m_{K,zul}$ wird bezogen auf die konstante maximale Einspritzmenge $m_{K,max}$. Der Quotient, wie auch die Größe P^* , sind dimensionslos. Eine recht gute Übereinstimmung für den untersuchten Motor liefert die lineare Übertragungsfunktion:

$$G_{m_{K,zul}}(s) = \frac{K_1}{T \cdot s + 1} \quad \text{mit} \quad \left| \begin{array}{l} K_1 = 0,6727 \\ T = 1,224 \end{array} \right. \quad (4.4)$$

Zur Berechnung von $m_{K,zul}$ werden zusätzlich die Parameter c_1 und c_2 benötigt:

$$\begin{aligned} \frac{m_{K,zul}}{m_{K,max}} &= \min\{G_{m_{K,zul}}(s) \cdot (P^*(s) - c_1) + c_2, 1\} \\ &= \min\{G_{m_{K,zul}}(s) \cdot (P^*(s) - 0,0467) + 0,3651, 1\} \end{aligned} \quad (4.5)$$

Das auf den Maximalwert 1 begrenzte Ausgangssignal der Übertragungsfunktion (4.4) ist in Bild 4.12 blau dargestellt. Der Verlauf stimmt mit dem des physikalischen Motormodells insgesamt recht gut überein, jedoch steigt das Ausgangssignal der Übertragungsfunktion beim ersten Lastsprung bei geringer Teillast zu steil an und liegt zu hoch. Beim Lastsprung von 75 % auf Nennlast reagiert das Ausgangssignal der Übertragungsfunktion hingegen zu langsam. Das ist somit ein nichtlinearer Zusammenhang. Folglich kann dieser Unterschied nicht durch zusätzliche Null- und Polstellen in der linearen Übertragungsfunktion reduziert werden.

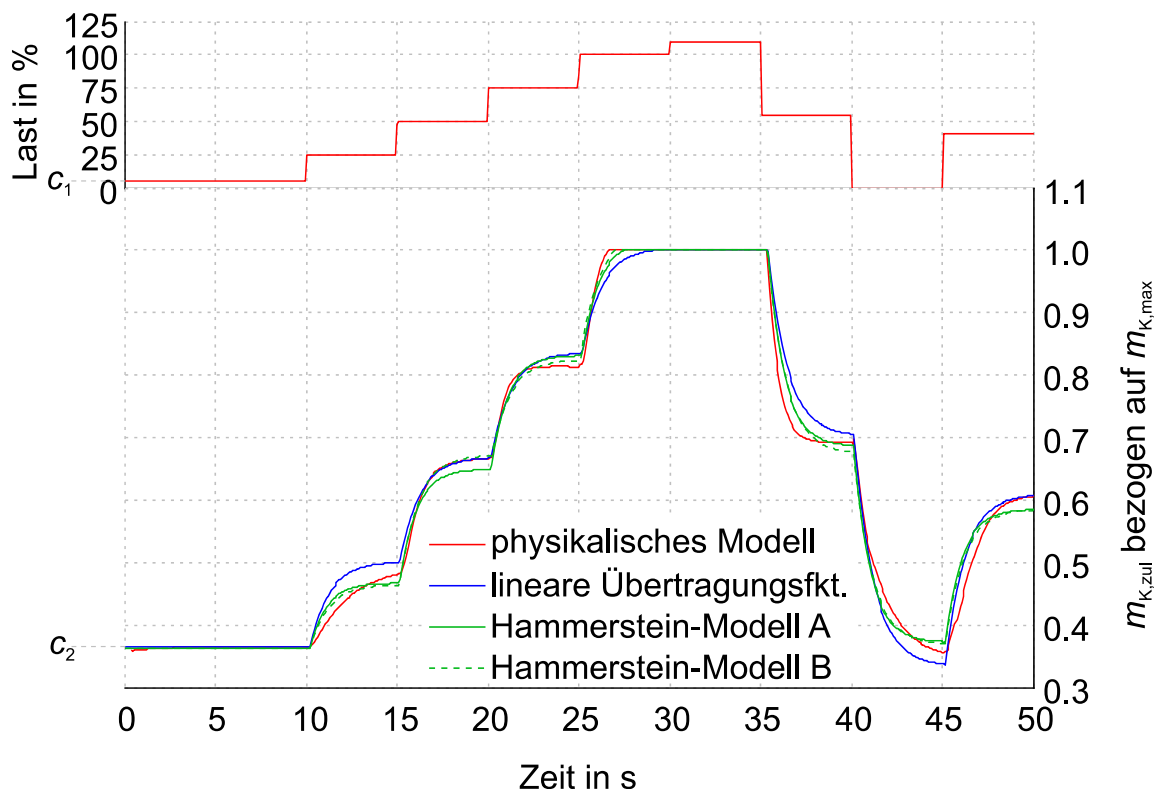


Bild 4.12: Experimentelle Systemidentifikation bezüglich der momentan zulässigen Einspritzmenge $m_{K,zul}$ – Die Nichtlinearität des Hammerstein-Modells A ist eine abschnittsweise lineare Funktion mit zwei Abschnitten; Modell B mit 10 Abschnitten

Ein üblicher Ansatz, um das nichtlineare Verhalten nachzubilden, stellt das Hammerstein-Modell dar [Reu95], bei dem der linearen Übertragungsfunktion eine statische Nichtlinearität vorgeschaltet wird (Bild 4.13).

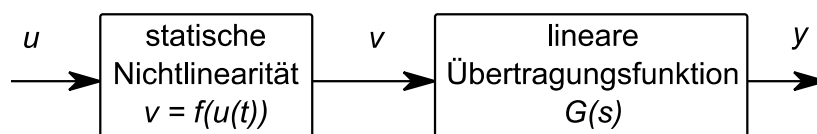


Bild 4.13: Blockschaltbild des Hammerstein-Modells [Sch10]

Als statische Nichtlinearität bei der Systemidentifikation besonders einfach und schnell zu berechnen, ist die abschnittsweise lineare Funktion, bei der n Abschnitte über $n + 1$ Stützstellen definiert werden. Bereits mit nur zwei Abschnitten (Bild 4.12, Modell A) kann eine Verbesserung in der Übereinstimmung mit dem physikalischen Motormodell erreicht werden. Durch eine größere Anzahl an Abschnitten lassen sich die Abweichungen weiter reduzieren (Bild 4.12, Modell B mit $n = 10$). Die damit verbundene große Anzahl an notwendigen Parametern läuft jedoch dem Ziel eines einfach zu parametrierenden Modells zuwider.

Die anhand des treppenförmigen Eingangssignals ermittelte Übertragungsfunktion wird validiert, indem als Eingangssignal ein gemessener Lastverlauf verwendet wird. Das Ausgangssignal kann dann verglichen werden mit dem Verlauf von $m_{K,zul}$, wie er mit dem physikalischen Modell für den gleichen gemessenen Lastverlauf errechnet wird. In Bild 4.14 ist zu erkennen, dass das Ausgangssignal der linearen Übertragungsfunktion den Verlauf von $m_{K,zul}$ aus dem phsikalischen Modell insgesamt gut abbildet, bei geringer Teillast jedoch zu hohe Werte liefert. Die vorgeschaltete Nichtlinearität hingegen bewirkt bei geringer Teillast zu niedrige Werte des Hammerstein-Modells. Bei Einsatz der Übertragungsfunktion zur Leistungsbegrenzung führt diese Abweichung zu einer größeren Sicherheit gegen Überlastung des Dieselmotors und ist daher weniger kritisch als eine positive Abweichung.

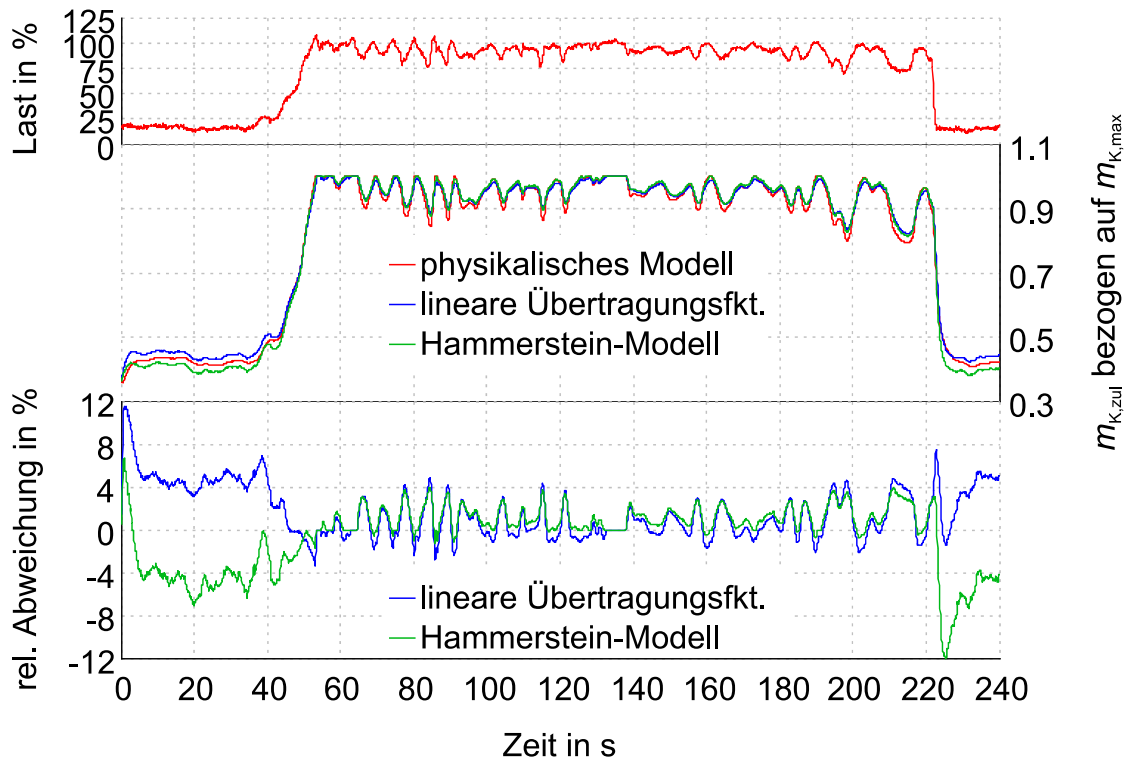


Bild 4.14: Validierung der Übertragungsfunktion für die momentan zulässige Einspritzmenge $m_{K,zul}$ anhand eines gemessenen Lastverlaufs

4.6.2 Systemidentifikation für die eingespritzte Kraftstoffmenge

Zur Systemidentifikation bezüglich der tatsächlich eingespritzten Kraftstoffmenge m_K wurde der gleiche treppenförmige Lastverlauf verwendet, wie zur Identifikation der Größe $m_{K,zul}$ in Abschnitt 4.6.1. Der zeitliche Abstand der einzelnen Sprünge ist ausreichend groß, sodass die Motordrehzahl vor jedem Lastsprung wieder im Bereich von $\pm 0,5\%$ um die Nenndrehzahl liegt. Zudem ist die Höhe der Sprünge so gewählt, dass das Ausgangssignal des Drehzahlreglers gerade nicht durch die Einspritzmengenbegrenzung limitiert wird. Diese zweite Randbedingung vereinfacht die Systemidentifikation erheblich, weil der Regler durch die Begrenzung stark nichtlinear ist. Die Übertragungsfunktion für m_K , die anhand des treppenförmigen Lastverlaufs ermittelt wird, ist entsprechend nur gültig für Lastverläufe, bei denen die ladedruckabhängige Einspritzmengenbegrenzung nicht greift. Die Begrenzung der Generatorleistung soll gerade verhindern, dass die Einspritzmengenbegrenzung wirkt, deshalb braucht sie auch

nicht berücksichtigt zu werden. Für die Systemidentifikation wird der mittels physikalischem Modell berechnete Verlauf von m_K um den Wert c_3 nach unten verschoben (Bild 4.15), sodass das Eingangssignal zu Beginn den Wert Null hat.

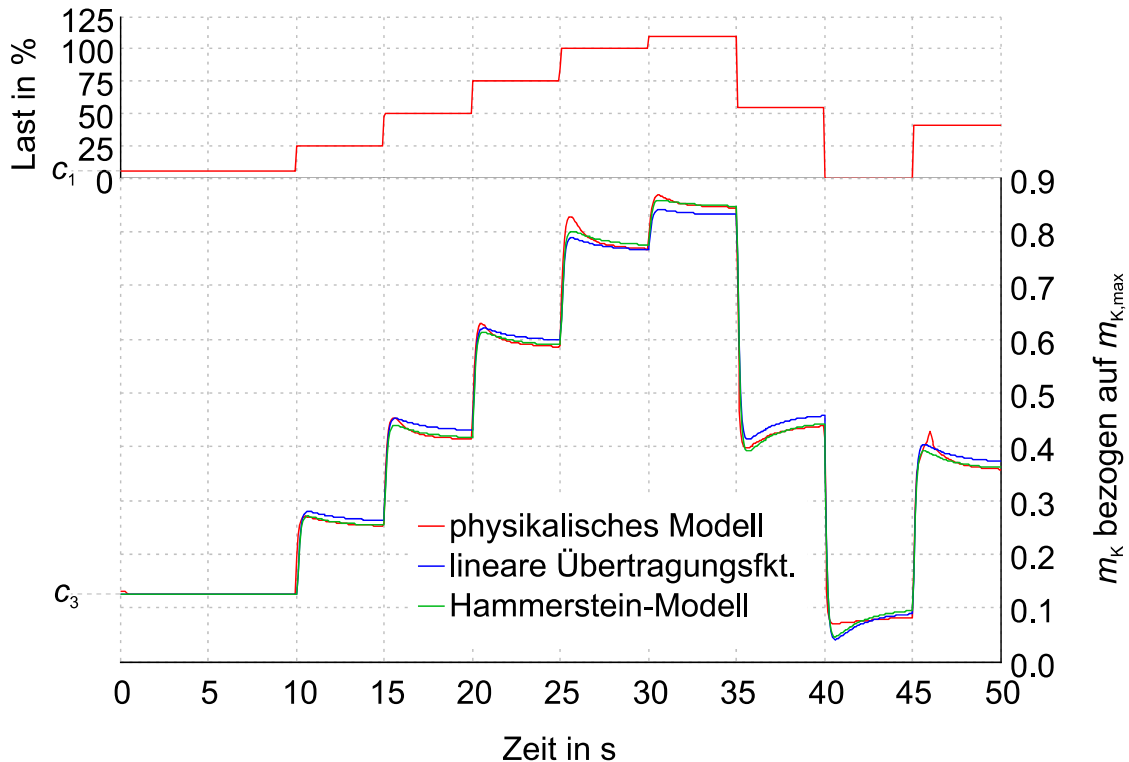


Bild 4.15: Experimentelle Systemidentifikation bezüglich der Einspritzmenge m_K – Die Nichtlinearität des Hammerstein-Modells ist eine abschnittsweise lineare Funktion mit zwei Abschnitten

In Bild 4.15 ist der Verlauf der Einspritzmenge für den treppenförmigen Lastverlauf dargestellt. Das Zeitverhalten entspricht eher dem eines linearen Systems zweiter Ordnung. Die lineare Übertragungsfunktion

$$G_{m_K}(s) = \frac{K_2 \cdot (s - N_1)}{(s - P_1) \cdot (s - P_2)} \quad \text{mit} \quad \left| \begin{array}{l} K_2 = 4,421; \quad P_1 = -5,230 \\ N_1 = -0,618; \quad P_2 = -0,778 \end{array} \right. \quad (4.6)$$

mit einer Nullstelle N_1 , zwei Polstellen P_1 und P_2 und dem Verstärkungsfaktor K kann das Zeitverhalten der Größe m_K recht gut abbilden (blau dargestellt). Dabei müssen die Verschiebungen der Ein- und Ausgangssignale berücksichtigt werden:

$$\begin{aligned}\frac{m_K}{m_{Kmax}} &= G_{m_K}(s) \cdot (P^*(s) - c_1) + c_3 \\ &= G_{m_K}(s) \cdot (P^*(s) - 0,0467) + 0,1246\end{aligned}\quad (4.7)$$

Wie bei der Größe $m_{K,zul}$, reagiert das physikalische Modell auch bezüglich der Einspritzmenge bei höheren Lasten stärker auf Lastsprünge als die lineare Übertragungsfunktion. Mit einer vorgeschalteten Nichtlinearität (abschnittsweise lineare Funktion mit 2 Abschnitten) erreicht das Hammerstein-Modell nach jedem Sprung sehr genau den stationären Wert des physikalischen Modells. Unmittelbar nach dem Sprung von 75 % auf Nennlast wird mit dem physikalischen Modell eine deutliche Überhöhung der Einspritzmenge berechnet, die auch mit dem Hammerstein-Modell nicht richtig abgebildet wird.

In Bild 4.16 ist die relative Abweichung zwischen den Ergebnissen dargestellt. Die mit dem physikalischen Modell und der Übertragungsfunktion berechneten Verläufe der Einspritzmenge für die gemessenen Lastverläufe stimmen insgesamt sehr gut überein. Das Diagramm zeigt, dass die bereits hohe Modellgüte der linearen Übertragungsfunktion durch Vorschaltung der Nichtlinearität weiter verbessert werden kann.

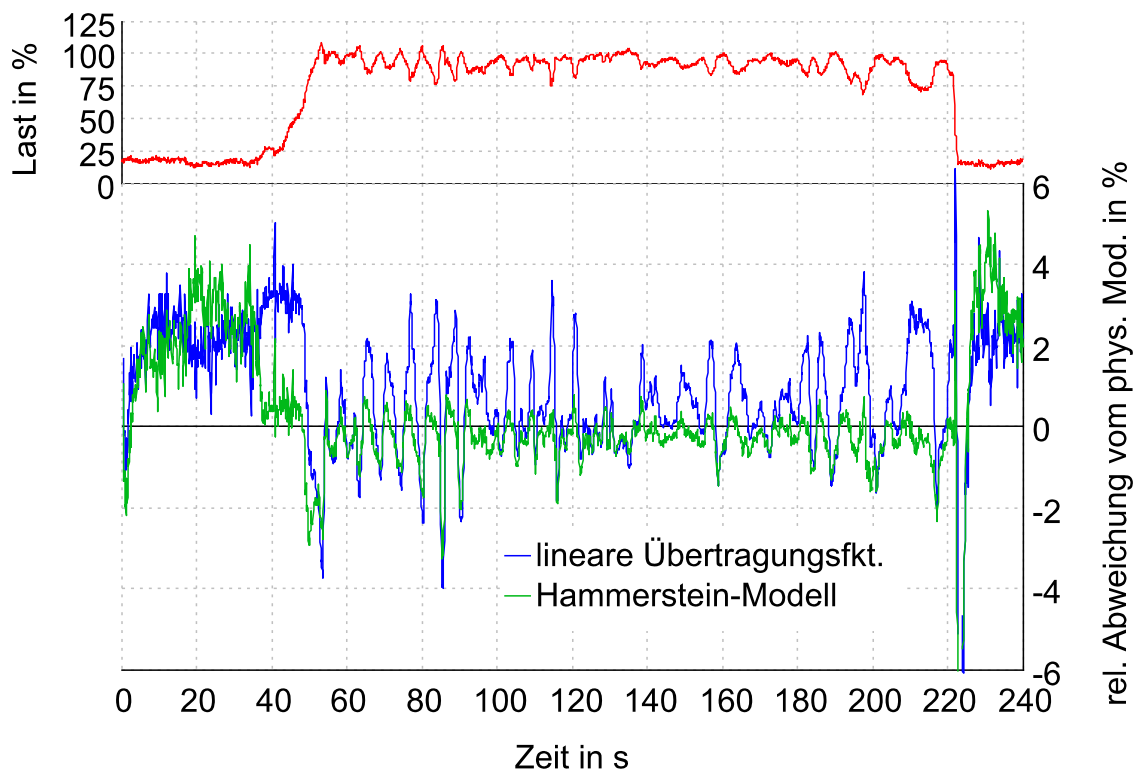


Bild 4.16: Validierung der Übertragungsfunktion für die Einspritzmenge m_K anhand eines gemessenen Lastverlaufs – Dargestellt ist die relative Abweichung zwischen linearer Übertragungsfunktion bzw. Hammerstein-Modell und physikalischem Modell

In Bild 4.17 sind die Verläufe von $\Delta m_{K,bez}$ nach Gleichung (4.2) für eine gemessene Lastaufschaltung mit extrem hoher Maximalleistung dargestellt, bei der die ladedruckabhängige Einspritzmengenbegrenzung gerade beginnt einzugreifen. Der ausschließlich mittels linearer Übertragungsfunktionen berechnete Verlauf stimmt über einen großen Zeitbereich gut mit dem des physikalischen Modells überein. Kurz vor Erreichen der maximalen Leistung liegt das Ausgangssignal der linearen Übertragungsfunktion für die zulässige Einspritzmenge jedoch zu hoch, sodass folglich $\Delta m_{K,bez}$ ebenfalls deutlich zu hoch berechnet wird. Bei Verwendung des Hammerstein-Modells zur Berechnung von $m_{K,zul}$, kann die Abweichung an dieser Stelle in etwa halbiert werden. Die Verwendung des Hammerstein-Modells zur Berechnung von m_K bewirkt hingegen an dieser Stelle kaum eine Erhöhung der Genauigkeit. Soll die Anzahl notwendiger Parameter möglichst klein gehalten werden, kann daher für die Berechnung von m_K die lineare Übertragungsfunktion verwendet werden (vgl. Tabelle 4.1).

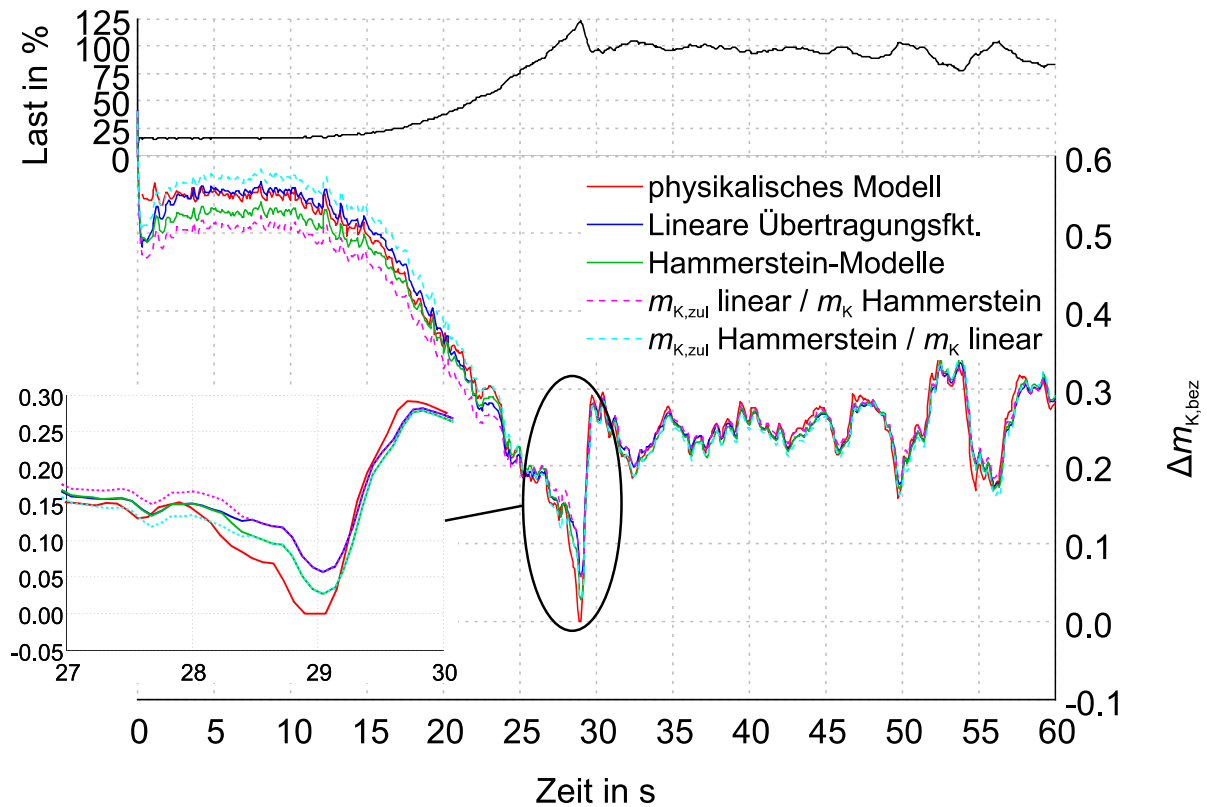


Bild 4.17: Validierung von $\Delta m_{K,bez}$ nach Gleichung (4.2) anhand eines gemessenen Lastverlaufs

Tabelle 4.1: Anzahl notwendiger Parameter zur Berechnung von $m_{K,zul}$ und m_K

	Lineare Übertragungsfunktion	Hammerstein-Modell
$m_{K,zul}$	4 Parameter (K_1, T, c_1, c_2)	10 Parameter ($K_1, T, c_1, c_2, u_1, u_2, u_3, v_1, v_2, v_3$)
m_K	6 Parameter ($K_2, N_1, P_1, P_2, c_1, c_3$)	12 Parameter ($K_2, N_1, P_1, P_2, c_1, c_3, u_1, u_2, u_3, v_1, v_2, v_3$)

4.7 Dynamische Leistungsbegrenzung unter Berücksichtigung des momentanen Lastaufschaltvermögens

Die in Abschnitt 4.6 ermittelten Übertragungsfunktionen und Hammerstein-Modelle ermöglichen eine wenig rechenintensive Berechnung der Größe $\Delta m_{K,bez}$ in Abhängigkeit der aktuellen Last. $\Delta m_{K,bez}$ ist die momentan mögliche Erhöhung der Einspritzmenge und kann daher genutzt werden, die Generatorlast zu begrenzen. Bild 4.18 zeigt das Strukturdiagramm einer möglichen Variante für eine dynamische Leistungsbegrenzung von Verbrauchern.

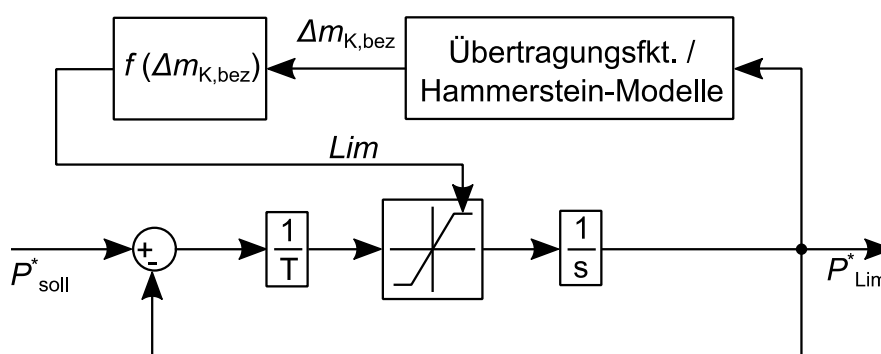


Bild 4.18: Begrenzung der Laständerungsrate anhand $\Delta m_{K,bez}$

Im Begrenzungsblock in Bild 4.18 wird die Änderungsrate des Lastsignals P_{Lim} nach folgender Gleichung begrenzt:

$$\dot{P}_{Lim} = \begin{cases} Lim & \text{für } \frac{1}{T}(P_{soll}^* - P_{Lim}^*) > Lim \\ \frac{1}{T}(P_{soll}^* - P_{Lim}^*) & \text{für } \frac{1}{T}(P_{soll}^* - P_{Lim}^*) \leq Lim \end{cases} \quad (4.8)$$

Für die numerische Rechnung wird dann T gleich der Zeitschrittweite gesetzt.

Zum Vergleich verschiedener Funktionen $f(\Delta m_{K,bez})$ zeigt Bild 4.19, für einen Sprung der Sollleistung von 5 % auf 110 % der Nennleistung, die normierten begrenzten Leistungen für eine lineare und eine quadratische Funktion $f(\Delta m_{K,bez}) = Lim$. Die Parameter der Funktionen sind so gewählt, dass die Minima der Verläufe von $\Delta m_{K,bez}$ in etwa den Wert 0,1 betragen. Dieser Sicherheitsabstand zum Wert Null ist notwendig, da die Übertragungsfunktionen und Hammerstein-Modelle Ungenauigkeiten im Bereich von

$\Delta m_{K,bez} < 0,1$ aufweisen (Bild 4.17). Eine Überlastung des Dieselmotors könnte somit bei niedrigeren Werten für $\Delta m_{K,bez}$ als 0,1 nicht ausgeschlossen werden.

Die quadratische Funktion $f_2(\Delta m_{K,bez})$ lässt zu Beginn eine größere Laständerungsrate zu, führt im weiteren Verlauf jedoch zu einer übermäßig stark begrenzten Laständerungsrate (blau dargestellt). Nahezu optimal, da über eine große Zeitdauer konstant, wird hingegen das Lastaufschaltvermögen bei Verwendung der linearen Funktion ausgenutzt. Dies führt zu einem Lastverlauf, ähnlich dem manuell optimierten Lastverlauf, wie er in Bild 4.5 dargestellt ist. Die Zeit bis zum Erreichen der Nennleistung beträgt ca. 3,9 s und ist damit nur geringfügig länger als beim manuell optimierten Lastverlauf (3,6 s) und deutlich kürzer als bei einer konstanten maximalen Laständerungsrate (4,6 s).

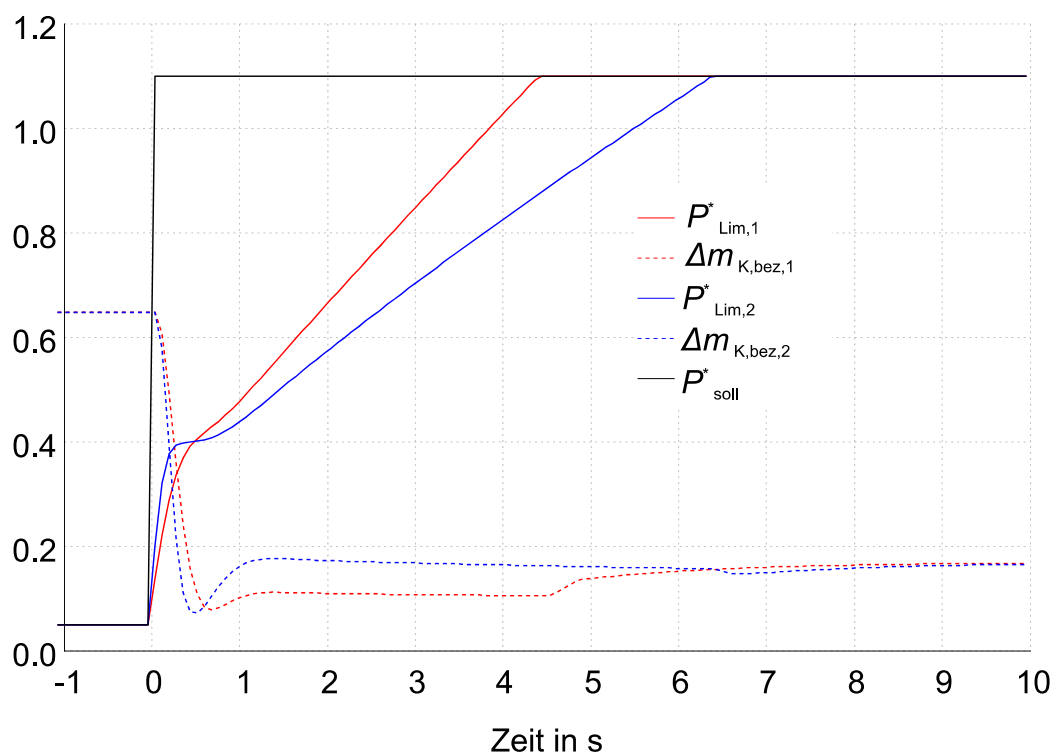


Bild 4.19: Begrenzung der Laständerungsrate anhand $\Delta m_{K,bez}$ - Aufgetragen sind die normierte Solleistung sowie die normierten begrenzten Leistungen für zwei verschiedene Funktionen $f(\Delta m_{K,bez}) = Lim: f_1 = 1,6 \cdot \Delta m_{K,bez}$; $f_2 = 4,5 \cdot (\Delta m_{K,bez})^2$

Eine Nachrechnung der in Bild 4.19 dargestellten Lastverläufe mit dem physikalischen Modell zeigt, dass die ursprünglich gesetzten Grenzwerte für das minimale Verbrennungsluftverhältnis von 1,45 sowie die minimale Motordrehzahl von 1400 1/min nicht

unterschritten werden (Bild 4.20). Hierbei zeigt sich zudem, dass die quadratische Funktion $f_2(\Delta m_{K,bez})$ zu einem deutlich kleineren Abfall in der Motordrehzahl führt und diese nach dem Einbruch auf einen annähernd konstanten Wert hält.

Erst wenn die ladedruckabhängige Einspritzmengenbegrenzung greift, treten kritische Motordrehzahleinbrüche auf. Mit beiden Funktionen werden die vorgegebenen Grenzen für die Motordrehzahl eingehalten. In Anwendungsfällen, in denen für die Motordrehzahl wesentlich engere Grenzen eingehalten werden müssen, als für das Verbrennungsluftverhältnis, kann daher eine quadratische Begrenzungsfunktion von Vorteil sein.

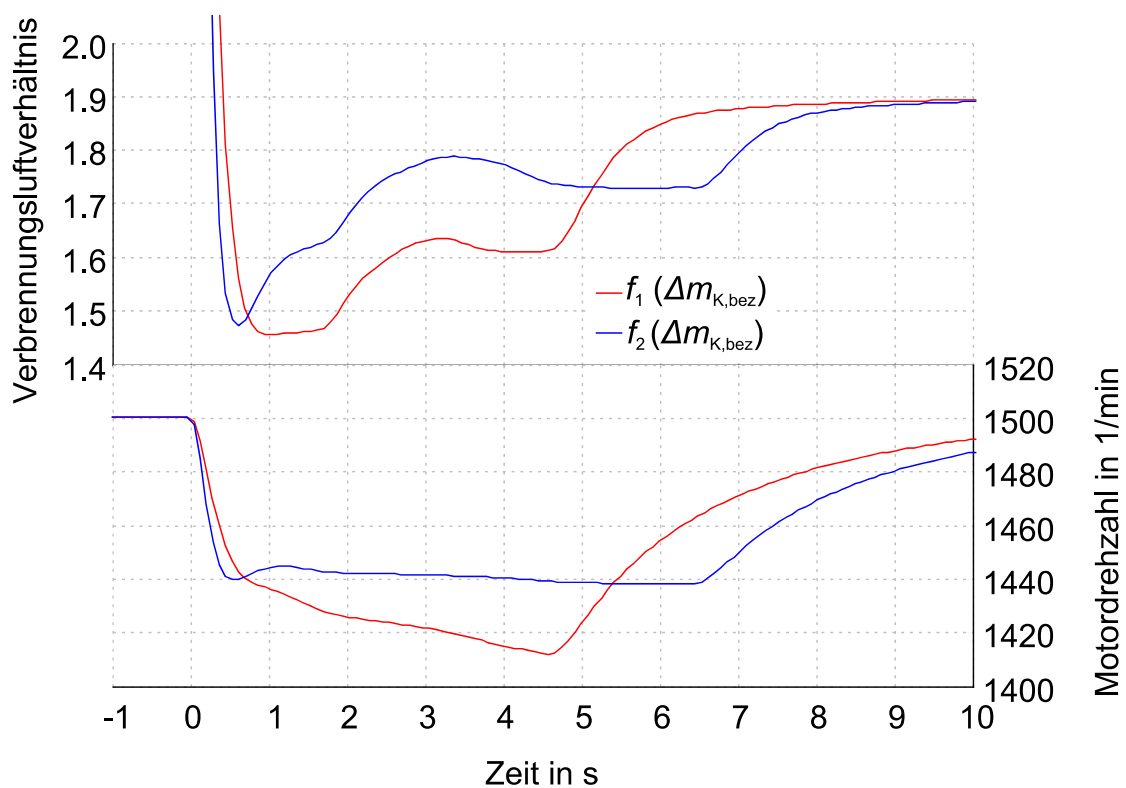


Bild 4.20: Mit physikalischem Modell berechnetes Verbrennungsluftverhältnis und Motordrehzahl für die Lastverläufe aus Bild 4.19. Die Laständerungsrate ist begrenzt über die Funktionen $f(\Delta m_{K,bez}) = \text{Lim}: f_1 = 1,6 \cdot \Delta m_{K,bez}$;
 $f_2 = 4,5 \cdot (\Delta m_{K,bez})^2$

5 Antriebsanlage und Fahrdynamik des Schiffs

In Kapitel 4 wurden u. a. Möglichkeiten vorgestellt, um

- a) das Lastaufschaltvermögen der Dieselgeneratoren zu verbessern und
- b) das Lastaufschaltvermögen der Dieselgeneratoren besser auszunutzen.

Die wesentliche Motivation dafür ist, die dynamische Leistungsfähigkeit des Schiffs bei gegebener Konfiguration der Dieselgeneratoren zu verbessern. In diesem Kapitel werden daher die vorgestellten Möglichkeiten in Verbindung mit einem Simulationsmodell für das untersuchte Beispielschiff getestet. Ziel dabei ist, anhand des Beispielschiffs das Potential verschiedener Varianten optimierter dynamischer Leistungsbegrenzung der elektrischen Fahrmotoren hinsichtlich der Schiffsbeschleunigung und Geschwindigkeit zu quantifizieren.

5.1 Aufbau des Schiffsmodells

Für den beschriebenen Untersuchungszweck (Kapitel 1.4) ist es ausreichend, im Schiffsmodell nur den Propeller und den Schiffsrumpf abzubilden. Zudem werden vereinfachende Annahmen getroffen, welche im Folgenden dargestellt werden.

5.1.1 Propeller

Die Berechnung des Schubs T und des Drehmomentes Q des Festpropellers in Abhängigkeit der Propellerdrehzahl n_{prop} erfolgt im Modell über den Schubbeiwert K_T , bzw. Momentenbeiwert K_Q , die Seewasserdichte ρ und den Propellerdurchmesser D :

$$T = K_T \cdot \rho \cdot D^4 \cdot n_{\text{prop}}^2 \quad (5.1)$$

$$Q = K_Q \cdot \rho \cdot D^5 \cdot n_{\text{prop}}^2 \quad (5.2)$$

Für die Festpropeller des untersuchten Beispielschiffs werden für das Modell die Koeffizienten eines Wageningen B-Serien-Propellers aus [Ooo75] mit gleicher Flügelzahl $z = 4$ verwendet. Das Steigungsverhältnis P/D wird mit 1, das Flächenverhältnis A_E/A_0 mit 0,7 angesetzt. Die sich aus den gewählten Koeffizienten ergebenden Verläufe für K_T und K_Q

über der Fortschrittsziffer J sind in Bild 5.1 aufgetragen. Die Fortschrittsziffer hängt wiederum von der Anströmgeschwindigkeit V_a ab:

$$J = \frac{V_a}{n_{\text{Prop}} \cdot D} \quad (5.3)$$

Zusätzlich ist der resultierende Propellerfreifahrtwirkungsgrad η_0 dargestellt:

$$\eta_0 = \frac{K_T \cdot J}{2 \cdot \pi \cdot K_Q} \quad (5.4)$$

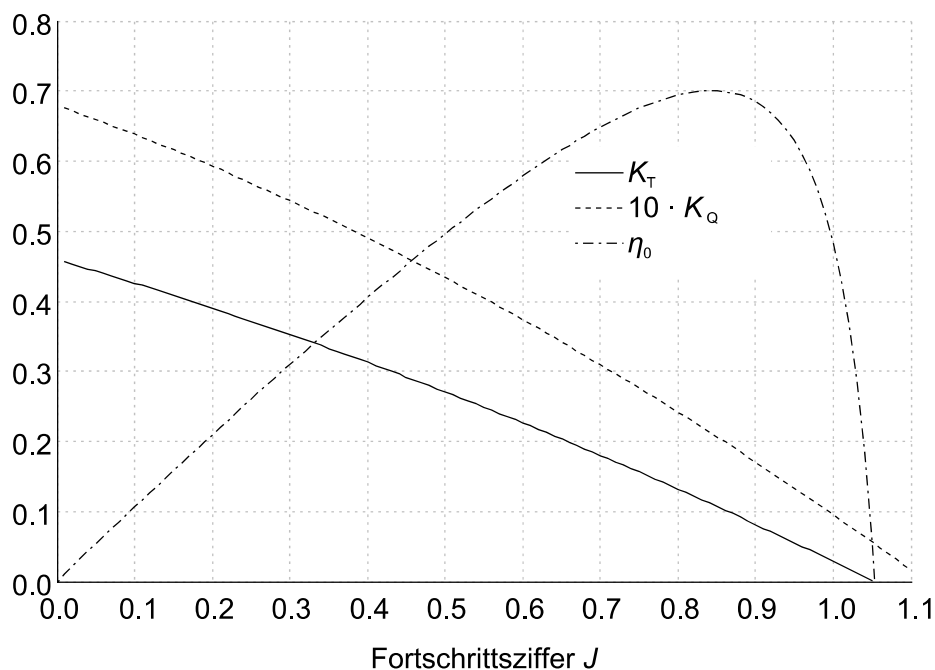


Bild 5.1: Schubbeiwert K_T , Momentenbeiwert K_Q mit 10 multipliziert und Freifahrtwirkungsgrad η_0 über der Fortschrittsziffer J für die im Modell verwendeten Propeller [nach Smo06]

Das Diagramm in Bild 5.1 gilt nur für den Betrieb im ersten Quadranten ($n_{\text{Prop}} \geq 0$; $V_a \geq 0$). Für negative Propellerdrehzahlen wird der Schub im Modell um einen konstanten Korrekturfaktor $k_{T,\text{Rück}} = 0,8$ reduziert. Negative Anströmgeschwindigkeiten werden zu Null gesetzt, so dass Simulationen der Rückwärtsfahrt nur für sehr kleine Schiffsgeschwindigkeiten zulässig sind.

Für die Antriebsleistung des Fahrmotors gilt:

$$P_D = 2 \cdot \pi \cdot n_{\text{Prop}} \cdot \left(Q + 2 \cdot \pi \cdot \frac{dn_{\text{Prop}}}{dt} \cdot \sum J_p \right) + P_V \quad (5.5)$$

Die Summe der polaren Trägheitsmomente J_p setzt sich zusammen aus dem Trägheitsmoment des Fahrmotors, des Getriebes, der Propellerwelle, des Propellers und des hydrodynamischen Trägheitsmoments des vom Propeller mitgeschleppten Wassers. Für den Propeller wird die Annahme getroffen, dass die gesamte Propellermasse im Trägheitsradius von $2/3$ des Propellerradius konzentriert ist [Rul11]. Zudem wird angenommen, dass das hydraulisch wirksame Trägheitsmoment 30 % des Propellerträgheitsmoments beträgt.

Mit P_V in Gleichung (5.5) werden die im Getriebe und den Wellenlagern auftretenden Verlustleistungen berücksichtigt. Für P_V werden 3 % der Antriebsleistung angesetzt.

5.1.2 Schiffsrumpf

Die Berechnung der Schiffsgeschwindigkeit V_S erfolgt durch Integration der Bewegungsgleichung:

$$(m_S + m_{\text{hyd}}) \cdot \frac{dV_S}{dt} = T_{\text{eff}} - R_T \quad (5.6)$$

Darin werden die Schiffsmasse m_S und die hydrodynamisch wirksame Masse des mitgeschleppten Wassers m_{hyd} berücksichtigt. Die hydrodynamische Masse wird anhand einer Näherungsgleichung nach [Abd15] bestimmt. Der effektive aufs Schiff wirkende Schub T_{eff} ist geringer als der Propellerschub T , da der Propeller einen Unterdruck im Bereich des Achterschiffs hervorruft. Dieser Effekt wird im Modell mit einer konstanten Sogziffer berücksichtigt. Für die Sogziffer wird ein üblicher Wert $t = 0,1$ angenommen.

$$T_{\text{eff}} = T \cdot (1 - t) \quad (5.7)$$

Für den Schiffswiderstand R_T in Abhängigkeit der Schiffsgeschwindigkeit liegen Messwerte vor, die im Modell als Kennlinie hinterlegt sind. Zwischen den Datenpunkten wird linear interpoliert.

Die zur Berechnung der Fortschrittsziffer notwendige Anströmgeschwindigkeit V_a ergibt sich aus der Schiffsgeschwindigkeit V_S und der Nachstromziffer w , mit welcher die verzögerte Anströmung des Propellers im Nachstrom des Schiffs berücksichtigt wird:

$$V_a = V_S \cdot (1 - w) \quad (5.8)$$

Aufgrund der schlanken Rümpfe des SWATH-Schiffs, wird für das Modell die Nachstromziffer mit einem Wert im unteren üblichen Bereich von $w = 0,15$ angenommen.

5.1.3 Validierung

Obwohl einige Kennwerte für Propeller und Schiffsrumpf nicht vorliegen und daher Literaturwerte verwendet werden, liefert das beschriebene Schiffsmodell für stationäre Betriebspunkte über den gesamten Betriebsbereich bezüglich Propellerdrehzahl, Antriebsleistung und Schiffsgeschwindigkeit eine gute Übereinstimmung mit den entsprechenden Messwerten (Bild 5.2).

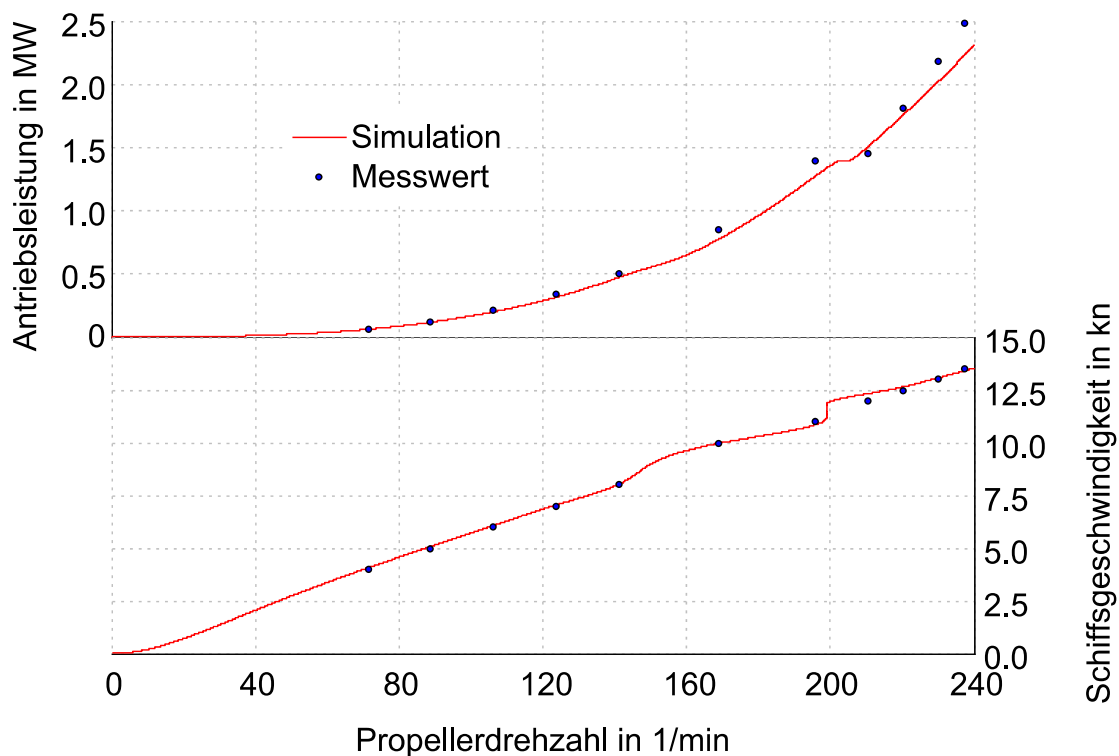


Bild 5.2: Vergleich gemessener und berechneter Antriebsleistung und Schiffsgeschwindigkeit in Abhängigkeit der Propellerdrehzahl

Bild 5.3 zeigt einen für das betrachtete Schiff typischen Beschleunigungsvorgang mit geringer Startgeschwindigkeit. Während die Propellerdrehzahl erhöht wird, steigt die berechnete Schiffsgeschwindigkeit früher an als die gemessene. Da die Schiffsbeschleunigung und die Zeit bis zum Erreichen stationärer Schiffsgeschwindigkeit gut mit Messwerten übereinstimmen, muss die Schiffsmasse inklusive hydrodynamischer Masse in etwa richtig abgeschätzt sein. Eine mögliche Erklärung ist, dass der Schubbeiwert im Bereich sehr kleiner Fortschrittsziffern zu hoch angesetzt ist. Die Abweichung zwischen Simulationsergebnis und Messung kann durch in sinnvollen Grenzen angepasste Schubbeiwerte etwas verringert werden (in Bild 5.3 gestrichelt dargestellt). Die gemessene Totzeit zwischen dem Beginn der Propellerdrehzahlrampe und dem Anstieg der gemessenen Schiffsgeschwindigkeit ist physikalisch jedoch nicht zu erklären und muss daher im Messprinzip der Schiffsgeschwindigkeit begründet liegen. Diese wurde aus der Änderung der per GPS ermittelten Position errechnet. Nach [Bou00] weisen die Geschwindigkeitssignale der meisten GPS gestützten Messsysteme, je nach Anzahl empfangener Satellitensignale, eine Latenzzeit in der Größenordnung von 1...2 s auf. Durch den Einsatz von Filtern kann die Latenzzeit auch deutlich darüber liegen und so die Totzeit zwischen gemessener und berechneter Schiffsgeschwindigkeit beim Anfahren erklären.

Die Ausreißer in der, ebenfalls in Bild 5.3 dargestellten, berechneten Antriebsleistung sind bedingt durch Messfehler in der Propellerdrehzahl. Zwar wurde das gemessene Propellerdrehzahlsignal geglättet bevor es für die Simulation verwendet wurde, jedoch führen die verbleibenden Ausreißer im geglätteten Signal weiterhin zu erhöhten Änderungsgeschwindigkeiten. Aufgrund des Trägheitsmoments des Antriebsstrangs resultieren daraus kurzzeitig stark abweichende Antriebsleistungen.

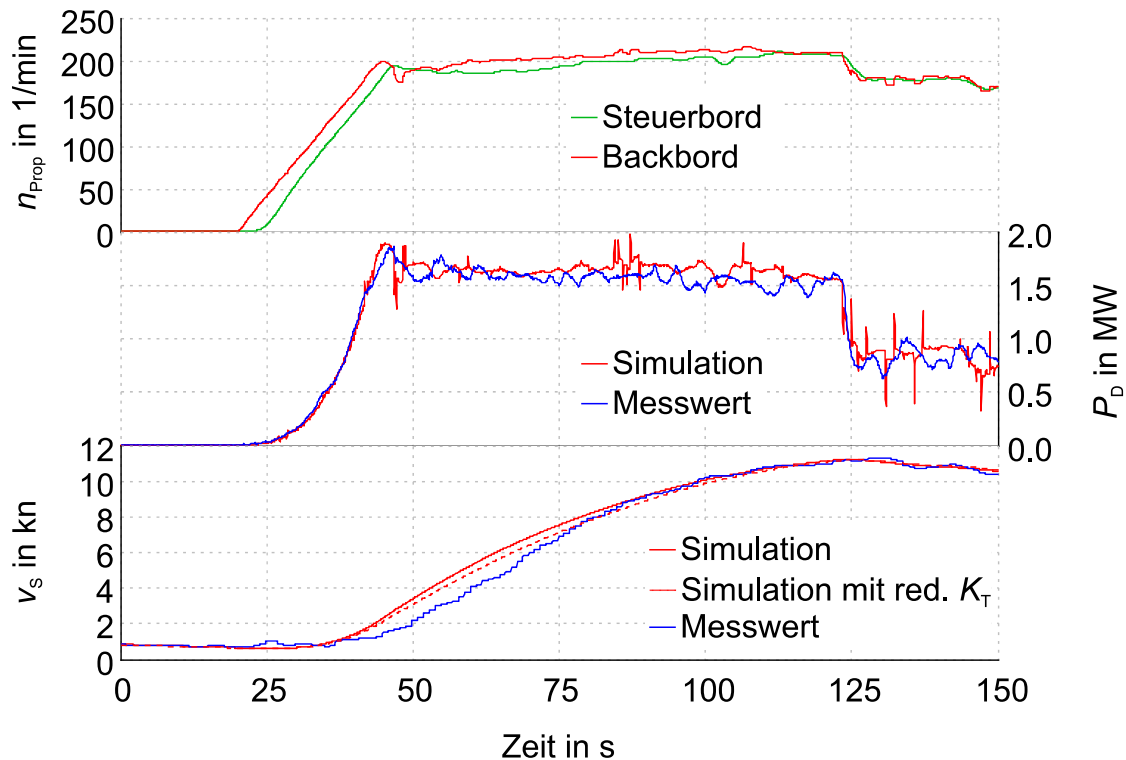


Bild 5.3: Vergleich von Simulations- und Messwerten (A&R, 29.06.2013) für Propulsionsleistung P_D und Schiffsgeschwindigkeit v_s bei Simulation mit gemessenen Propellerdrehzahlverläufen n_{Prop}

5.2 Optimierte Drehzahlbegrenzung der Fahrmotoren

5.2.1 Umsetzung

In Bild 5.3 ist die in der Schiffsautomation hinterlegte rampenförmige Begrenzung der Propellerdrehzahl zu erkennen. Die Fahrhebel wurden bei dem gezeigten Manöver innerhalb weniger Sekunden auf voll voraus gestellt. Aus den Messdaten geht hervor, dass bei solchen Manövern, unabhängig von Schiffsgeschwindigkeit, Belastung der Generatoren durch andere Verbraucher sowie Anzahl der in Betrieb befindlichen Generatoren, die Drehzahl der Propeller stets maximal um den konstanten Wert von ca. $8,2 \text{ min}^{-1}/\text{s}$ erhöht wird. Eine solche Begrenzung ist hinsichtlich zweier Aspekte nicht optimal:

Zum einen ergibt sich aus einem linearen Anstieg der Propellerdrehzahl ein in etwa kubischer Anstieg der Antriebsleistung. Ein solcher Lastverlauf weicht wesentlich vom in Bild 4.5 gezeigten optimalem Lastverlauf ab. Durch die geringe Laständerungsrate zu

Beginn wird der zunächst bestehende Luftüberschuss nicht ausgenutzt, der Ladeluftdruck nur langsam erhöht. Im weiteren Verlauf verursacht die stark zunehmende Laständerungsrate einen erheblichen Einbruch der Generator Drehzahl.

Zum anderen ist Begrenzung der Propellerdrehzahländerungsrate für den ungünstigsten Fall ausgelegt und führt somit bei der Mehrzahl an Manövern zu einer unnötig starken Beschränkung in der dynamischen Leistungsfähigkeit. Sind nur zwei der vier Dieseleratoren aufgeschaltet, führt ein Beschleunigungsvorgang zu einem Einbruch der Generator Drehzahlen von 1500 auf etwa 1440 1/min. Durch Wind- und Strömungseinflüsse, Schiffsbewegung im Wellengang oder zusätzliche Bordnetzlasten (z. B. Bugstrahlruder) können auch größere Drehzahleinbrüche auftreten. Die Rampensteigung für die Propellerdrehzahl ist so gewählt, dass die Generatoren auch unter solchen ungünstigen Bedingungen nicht überlastet werden. Sind hingegen mehr als zwei Generatoren aufgeschaltet, treten besonders bei glatter See nur noch kleine Einbrüche in der Generator Drehzahl auf. In diesen Fällen begrenzt die unveränderte Rampensteigung die Leistung der Fahrmotoren deutlich stärker als es hinsichtlich des Lastaufschaltvermögens der Dieseleratoren notwendig wäre.

Bei Verwendung der in Abschnitt 4.6 entwickelten Übertragungsfunktionen zur Leistungsbegrenzung wird das momentane Lastaufschaltvermögen der aufgeschalteten Dieseleratoren berücksichtigt, sodass immer möglichst schnell die maximale Propulsionsleistung zur Verfügung steht. Soll, wie üblich, die Propellerdrehzahl geregelt werden, können die Übertragungsfunktionen auch zur Begrenzung der Propellerdrehzahländerungsrate genutzt werden (Bild 5.4). Unter der Annahme, dass alle aufgeschalteten Generatoren gleich belastet werden sollen, kann das Summensignal der erforderlichen Leistung durch die Anzahl der aufgeschalteten Generatoren geteilt und als Eingangssignal für die Übertragungsfunktion genutzt werden.

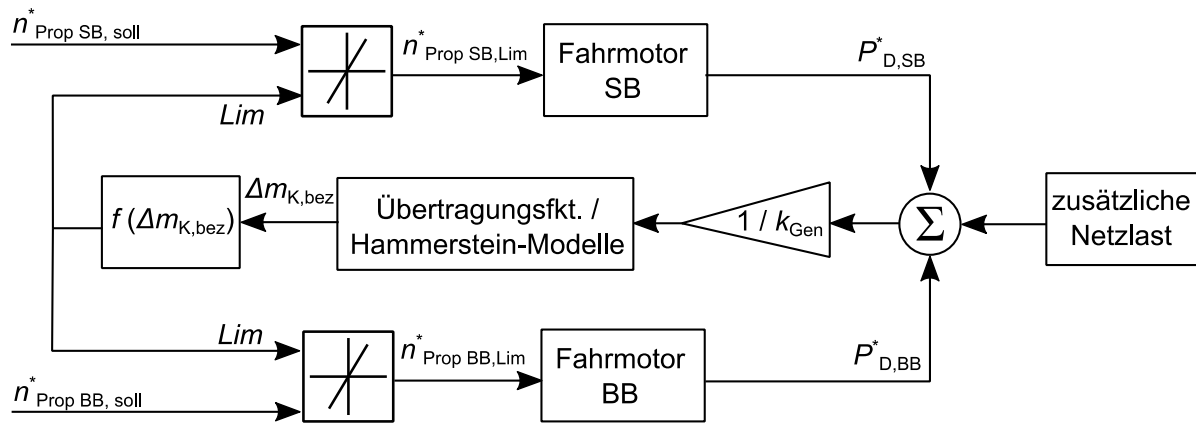


Bild 5.4: Begrenzung der Propellerdrehzahländerungsrate anhand $\Delta m_{K, bez}$ unter Berücksichtigung zusätzlicher elektrischer Verbraucher und der Anzahl aufgeschalteter Generatoren k_{Gen}

Für den Fall, dass das Austauschen des Propellers nicht ausgeschlossen werden kann, ist zusätzlich eine konstante Begrenzung der positiven Änderungsrate von Lim vorzusehen. Ohne eine solche Begrenzung steigt beim Austauschen des Propellers während eines Anfahrvorgangs die Größe Lim aufgrund der sinkenden Generatorbelastung sehr schnell an. Folglich würde eine schnelle Erhöhung der Propellerdrehzahl bis auf die Solldrehzahl zugelassen werden. Beim Wiedereintauchen wäre dann eine Überlastung der Generatoren möglich.

5.2.2 Auswirkungen auf die Fahrodynamik des Schiffs

Ein sehr gutes und stabiles Begrenzungsverhalten wird, wie bei der in Kapitel 4.7 gezeigten Leistungsbegrenzung, auch bei der Begrenzung der Propellerdrehzahländerungsrate mit einer linearen Funktion $f(\Delta m_{K, bez}) = Lim$ erzielt. Für $Lim = 150 \cdot \Delta m_{K, bez}$ sind die Propellerdrehzahlverläufe bei variiertem Anzahl aufgeschalteter Generatoren in Bild 5.5 dargestellt. Mit der gewählten Funktion ist die in Abschnitt 4.7 aufgestellte Forderung $\Delta m_{K, bez} \geq 0,1$ erfüllt. Für alle Simulationen wurde eine zusätzliche konstante Bordnetzlast von 10 % der Nennleistung der Fahrmotoren angenommen (250 kW). Dies entspricht in etwa dem gemittelten Messwert. Weitere Randbedingung ist eine maximale Belastung der Generatoren mit 110 % der Nennleistung. Die maximale Leistungsaufnahme der Fahrmotoren entspricht ihrer Nennleistung.

Erwartungsgemäß ergibt sich für eine schnelle Änderung des Fahrhebels von Null auf voll voraus bei zwei aufgeschalteten Generatoren das kleinste Optimierungspotential gegenüber einem rampenförmigen Propellerdrehzahlverlauf. Das Optimierungspotential ist jedoch in allen drei Fällen erheblich. Besonders zu Beginn der Beschleunigungsphase sind wesentlich größere Propellerdrehzahländerungsraten möglich, sodass die Zeit bis zum Erreichen der Propellersolldrehzahl von etwa 21 s auf ca. 6 s verkürzt wird.

Im unteren Diagrammteil ist die Leistung jeweils eines Generators (bei Annahme gleicher Belastung) dargestellt. Die zum Zeitpunkt $t = 0$ auftretenden Leistungssprünge sind kleiner als bei der in Bild 4.5 gezeigten optimalen Lastaufschaltung. Beeinflusst wird die Größe des zugelassenen Sprungs durch die Wahl der Funktion $f(\Delta m_{K,bez}) = \text{Lim. Funktionen}$, die bei geringer Generatorbelastung deutlich größere Propellerdrehzahländerungsraten zulassen, führen jedoch in manchen Situationen zu einem instabilen Begrenzungsverhalten. Der Vorteil gegenüber der Propellerdrehzahlrampe ist jedoch auch mit der gewählten Funktion sehr groß. Nahezu unabhängig von der Anzahl aufgeschalteter Generatoren beträgt die Zeit bis zum Erreichen der maximalen Generatorleistung knapp über 6 s und wird damit auf etwa ein Viertel bis ein Fünftel verkürzt. Im Fall von vier aufgeschalteten Generatoren ist die Nennleistung der Fahrmotoren inklusive zusätzlicher Netzlast kleiner als die Summe der Nennleistungen der Generatoren, sodass diese nicht mehr voll ausgelastet werden.

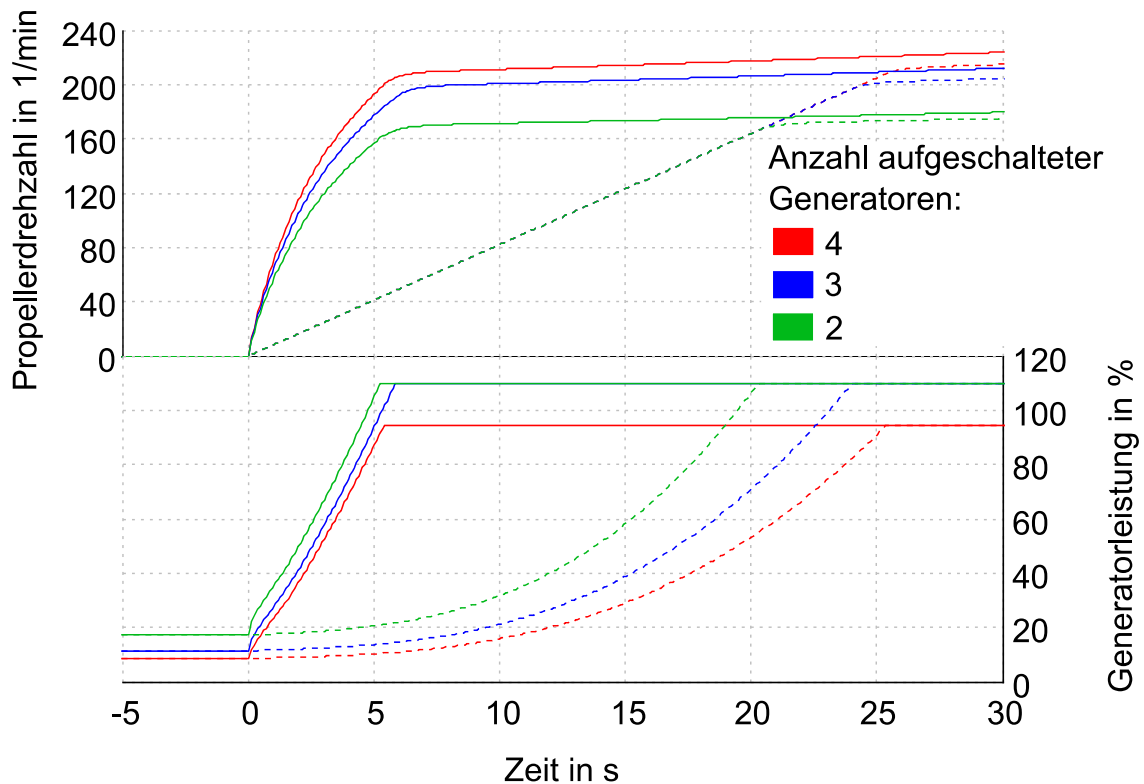


Bild 5.5: Vergleich der Propellerdrehzahlbegrenzung durch Drehzahlrampe (gestrichelt) mit optimierter Begrenzung (durchgezogen) nach Bild 5.4 für verschiedene Anzahlen aufgeschalteter Generatoren.

Wie Bild 5.6 zeigt, treten bei Verwendung der Übertragungsfunktion zur Propellerdrehzahlbegrenzung größere Einbrüche in den Generatordrehzahlen auf, jedoch sind diese weitgehend unabhängig von der Anzahl aufgeschalteter Generatoren oder der zusätzlichen Bordnetzlast. Zudem sind die Einbrüche in der Generatordrehzahl geringer als bei der Begrenzung der Propellerdrehzahl über Rampen. Auch die Verläufe des Verbrennungsluftverhältnisses weisen kaum eine Abhängigkeit von der Anzahl aufgeschalteter Generatoren auf. Der bei Teillast bestehende Luftüberschuss wird in allen Fällen schnell ausgenutzt und im Verlauf der Lastaufschaltung nahezu konstant gehalten. Das Minimum ist dabei nur geringfügig kleiner als bei der rampenförmigen Begrenzung der Propellerdrehzahl, stärkere Rauchentwicklung oder thermische Überlastung der Dieselmotoren sind daher ausgeschlossen.

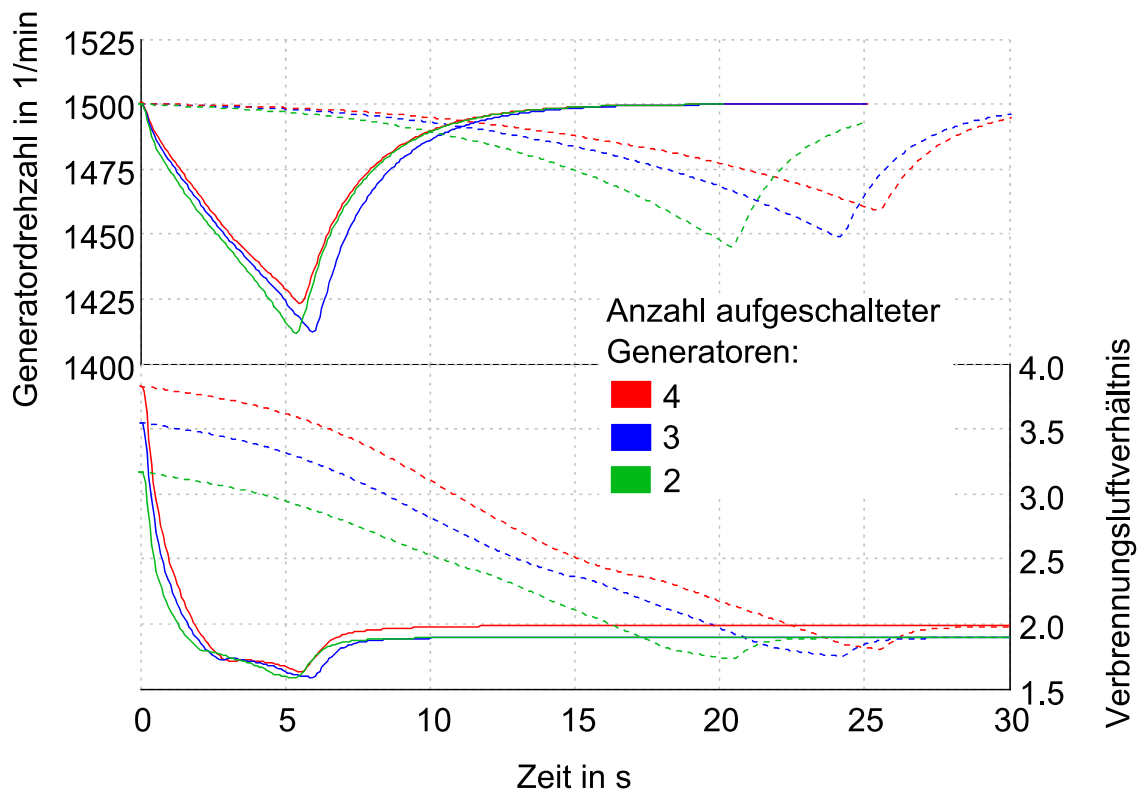


Bild 5.6: Generatordrehzahl und Verbrennungsluftverhältnis bei optimierter Propellerdrehzahlbegrenzung (durchgezogen) und bei Propellerdrehzahlrampe (gestrichelt) für verschiedene Anzahl aufgeschalteter Generatoren

Der Vorteil der optimierten Propellerdrehzahlbegrenzung gegenüber einer Drehzahlrampe bezüglich der Schiffsgeschwindigkeit ist in Bild 5.7 zu erkennen. Besonders in den ersten Sekunden bewirkt die wesentlich größere Propulsionsleistung eine deutlich größere Schiffsbeschleunigung. Die Zeit bis zum Erreichen einer Schiffsgeschwindigkeit von 2 kn aus dem Stillstand wird von etwa 25 s auf 10...14 s reduziert. Bei der Bewertung muss beachtet werden, dass dem dargestellten Simulationsergebnis ein einfaches Propellermodell auf Basis von Freifahrtkurven zugrunde liegt (Abschnitt 5.1.1), welches für derart hohe Propellerdrehzahlen bei gleichzeitig sehr geringer Anströmgeschwindigkeit nicht validiert ist. In dieser Situation treten am realen Propeller unter Umständen Strömungseffekte auf, die den Schub vermindern.

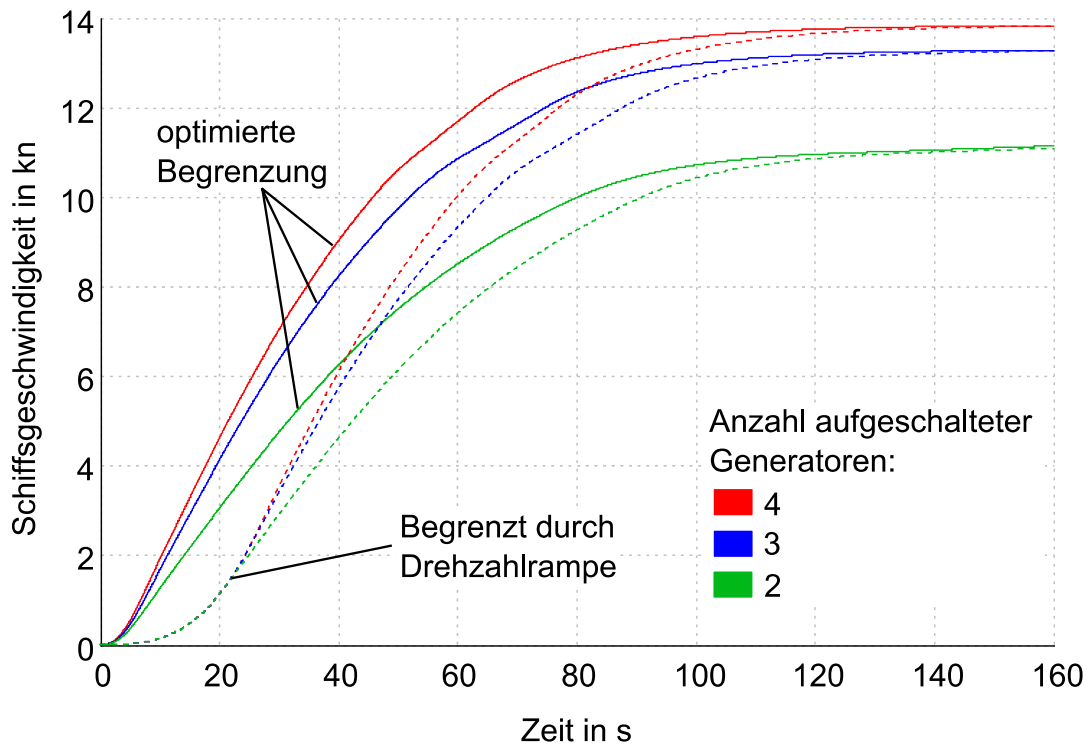


Bild 5.7: Auswirkung optimierter Propellerdrehzahlbegrenzung auf die Schiffsgeschwindigkeitsverläufe für verschiedene Anzahlen aufgeschalteter Generatoren

Noch deutlicher zeigt sich der Vorteil der optimierten Propellerdrehzahlbegrenzung anhand der vom Schiff zurückgelegten Wegstrecke, wie in Bild 5.8 dargestellt. Durch die optimierte Propellerdrehzahlbegrenzung mit vier Generatoren in Betrieb wird die innerhalb der ersten 100 s zurückgelegte Strecke von 375 m um etwa 25 % auf 469 m vergrößert.

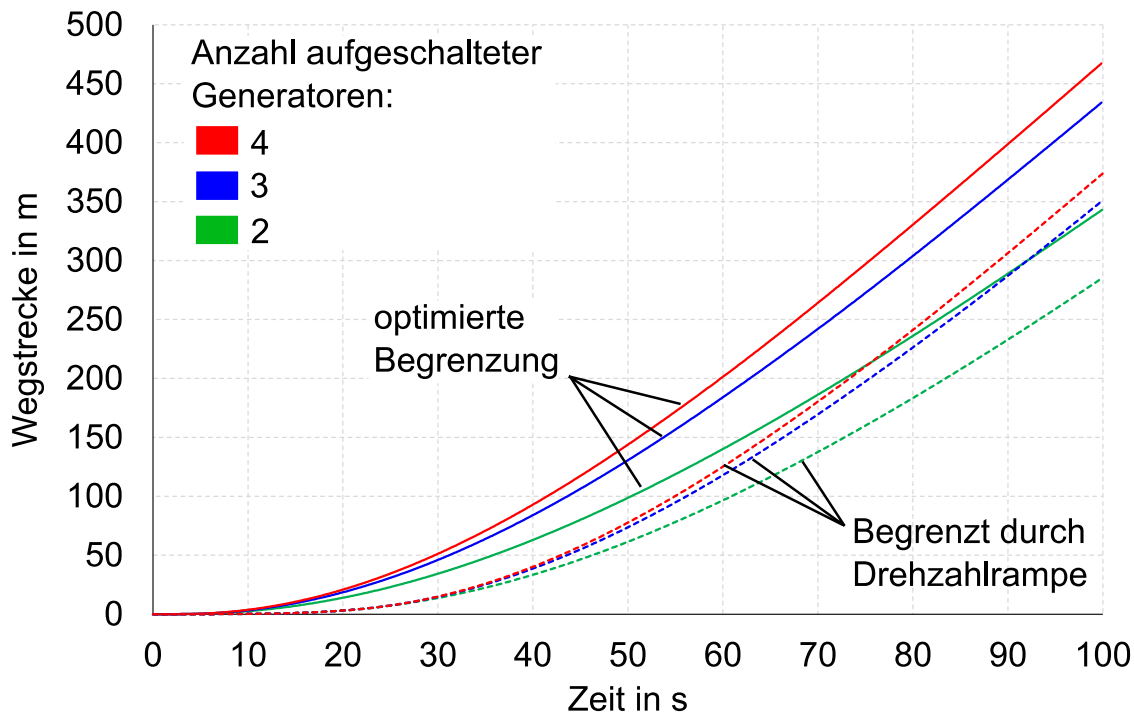


Bild 5.8: Auswirkung optimierter Propellerdrehzahlbegrenzung auf die vom Schiff zurückgelegte Wegstrecke für verschiedene Anzahlen aufgeschalteter Generatoren

5.2.3 Beurteilung der Kavitationsgefahr am Propeller

Neben der notwendigen Antriebsleistung stellt die Kavitationsgefahr am Propeller einen weiteren begrenzenden Faktor bei der Schiffsbeschleunigung dar. Um überschlägig die Kavitationsgefährdung bei optimierter Propellerdrehzahlbegrenzung zu beurteilen, wurde das Kriterium nach Burrill [Bur43] angewandt. Danach wird die Kavitationszahl

$$\sigma_v = \frac{p_U + \rho \cdot g \cdot h - p_V}{\frac{\rho}{2} \cdot v_a^2 \left(1 + \left(\frac{0,7 \cdot \pi}{J}\right)^2\right)} \quad (5.9)$$

mit dem Umgebungsluftdruck p_U , der Wasserhöhe über der Propellernabe h und dem Dampfdruck p_V (bei 18°C) bestimmt. Des Weiteren wird

$$\tau_c = \frac{\frac{T}{A_p}}{\frac{\rho}{2} \cdot v_a^2 \left(1 + \left(\frac{0,7 \cdot \pi}{J}\right)^2\right)} \quad (5.10)$$

mit der Projektionsfläche A_p definiert. Für die Berechnung der Projektionsfläche wurde die Näherungsgleichung

$$A_p = \frac{\pi}{4} \cdot D^2 \cdot \frac{A_E}{A_0} \cdot \left(1,067 - 0,229 \cdot \frac{P}{D} \right) \quad (5.11)$$

verwendet. Die Größe τ_c aus Gleichung (5.10) wird verglichen mit dem Grenzwert $\tau_{c,krit}$, der dem Burrill-Diagramm [Bur43] in Abhängigkeit der Kavitationszahl σ_v (5.9) entnommen wird. Für Kavitationsfreiheit muss die Bedingung $\tau_c < \tau_{c,krit}$ erfüllt sein.

Da das Flächenverhältnis A_E/A_0 und die Propellersteigung P/D des Propellers nicht vorliegen, werden die gleichen Werte wie bei der Modellierung des Propellers (Abschnitt 5.1.1) verwendet. Die mit diesen Werten berechneten Größen τ_c und $\tau_{c,krit}$ sind für maximale Schiffsbeschleunigung mit vier aufgeschalteten Generatoren in Bild 5.9 dargestellt. Das Bild zeigt, dass das Burrill-Kriterium unter den getroffenen Annahmen bereits bei Einsatz der Propellerdrehzahlrampe nicht eingehalten wird, da vermutlich das Flächenverhältnis zu klein angesetzt ist und folglich die Flächenbelastung zu hoch berechnet wird. Dennoch lässt sich anhand Bild 5.9 abschätzen, dass die Kavitationsneigung bei der optimierten Propellerdrehzahlbegrenzung etwa gleich ist wie bei Verwendung der Drehzahlrampe, denn die maximale Differenz zwischen τ_c und $\tau_{c,krit}$ weicht in beiden Fällen nur geringfügig voneinander ab.

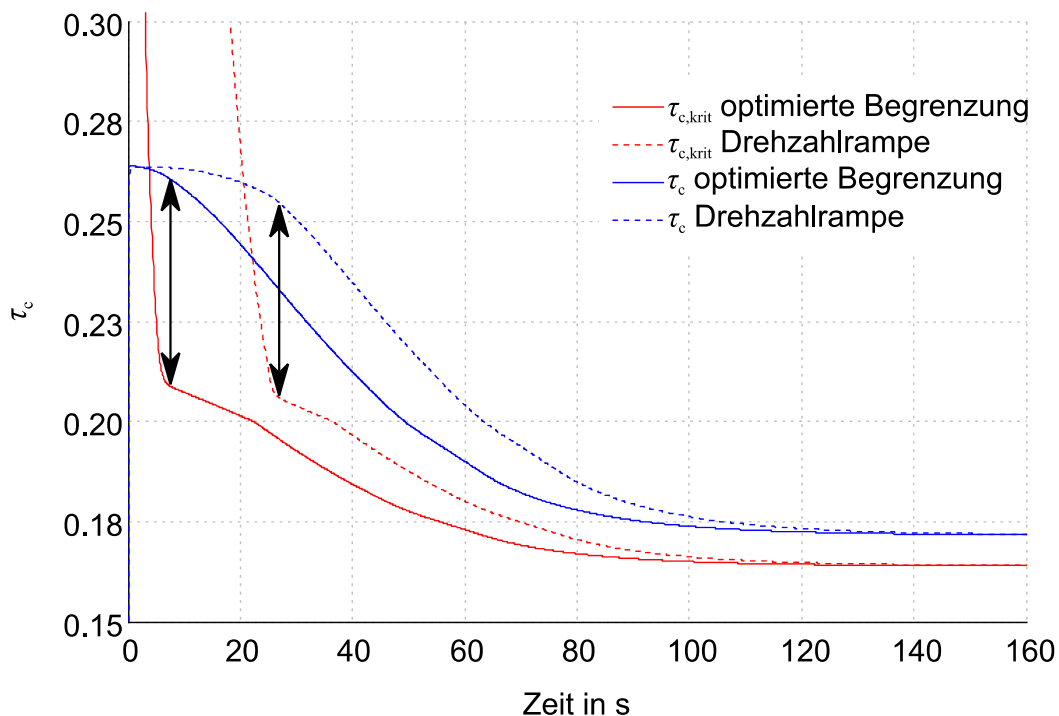


Bild 5.9: Bewertung der Kavitationsgefahr nach Burrill [Bur43] bei maximaler Schiffsbeschleunigung mit vier aufgeschalteten Generatoren

5.2.4 Zusätzliche Aufschaltung von Netzlast

Die optimierte dynamische Begrenzung der Fahrmotorendrehzahl führt im Vergleich mit der Drehzahlrampe zu einer deutlich weiteren Ausnutzung des Lastaufschaltvermögens der Dieselgeneratoren. Daraus ergibt sich, dass bei optimierter Begrenzung der Fahrmotorendrehzahl die Aufschaltung zusätzlicher Netzlast während des schnellstmöglichen Anfahrens des Schiffs, in Bezug auf Überlastung der Dieselmotoren, kritischer ist als bei verzögernder Drehzahlrampe. Dabei ist unerheblich, ob die zusätzliche Belastung des Bordnetzes durch eine schnell veränderte Propellerbelastung (z. B. durch Stampfen des Schiffs) oder durch andere elektrische Verbraucher verursacht ist.

Die in Bild 5.4 gezeigte optimierte Begrenzung der Fahrmotoren begrenzt nur die Änderungsrate der Fahrmotorendrehzahl. Ein Absenken der Fahrmotorendrehzahl, um die Leistungsaufnahme der Fahrmotoren darüber hinaus zu verringern, ist mit diesem Schema nicht möglich. Anhand von Simulationen besonders kritischer Szenarien lässt sich jedoch zeigen, dass ein Absenken der Fahrmotorendrehzahl auch nicht notwendig ist.

In Bild 5.10 ist für den schnellstmöglichen Anfahrvorgang des Schiffs mit zwei aufgeschalteten Generatoren die Generatorleistung dargestellt. Während des Anfahrvorgangs wird bei Erreichen einer Generatorleistung von etwa 80 % der Nennleistung die zusätzliche Netzlast um 14 % der Generatornennleistung sprunghaft erhöht. Es ist zu erkennen, dass in Folge die Änderungsrate der Propellerdrehzahl verringert wird, um die Leistungszunahme der Fahrmotoren zu reduzieren. Auf diese Weise kann ein Großteil der zusätzlich aufgeschalteten Netzlast kompensiert werden, da aus der hohen Propellerdrehzahländerungsrate (im Vergleich zur Drehzahlrampe) ein entsprechend hoher Leistungsbedarf resultiert (5.5). Dieser Leistungsanteil lässt sich am Abfall der Generatorleistung bei Erreichen der Propellersolldrehzahl ablesen.

Unter der Annahme, dass eine statische Leistungsbegrenzung der Fahrmotoren die Generatorlast auf Nennleistung begrenzt, ist das in Bild 5.10 dargestellte Szenario kritischer als eine Lastaufschaltung zu anderen Zeitpunkten: Bei einer früheren Aufschaltung zusätzlicher Netzlast ist die Propellerdrehzahländerungsrate höher. Entsprechend ist das

Potential zur Leistungsreduzierung größer als in dem dargestellten Fall. Wird die zusätzliche Netzlast hingegen zu einem späteren Zeitpunkt aufgeschaltet, greift bereits die statische Leistungsbegrenzung und verringert damit den Lastsprung.

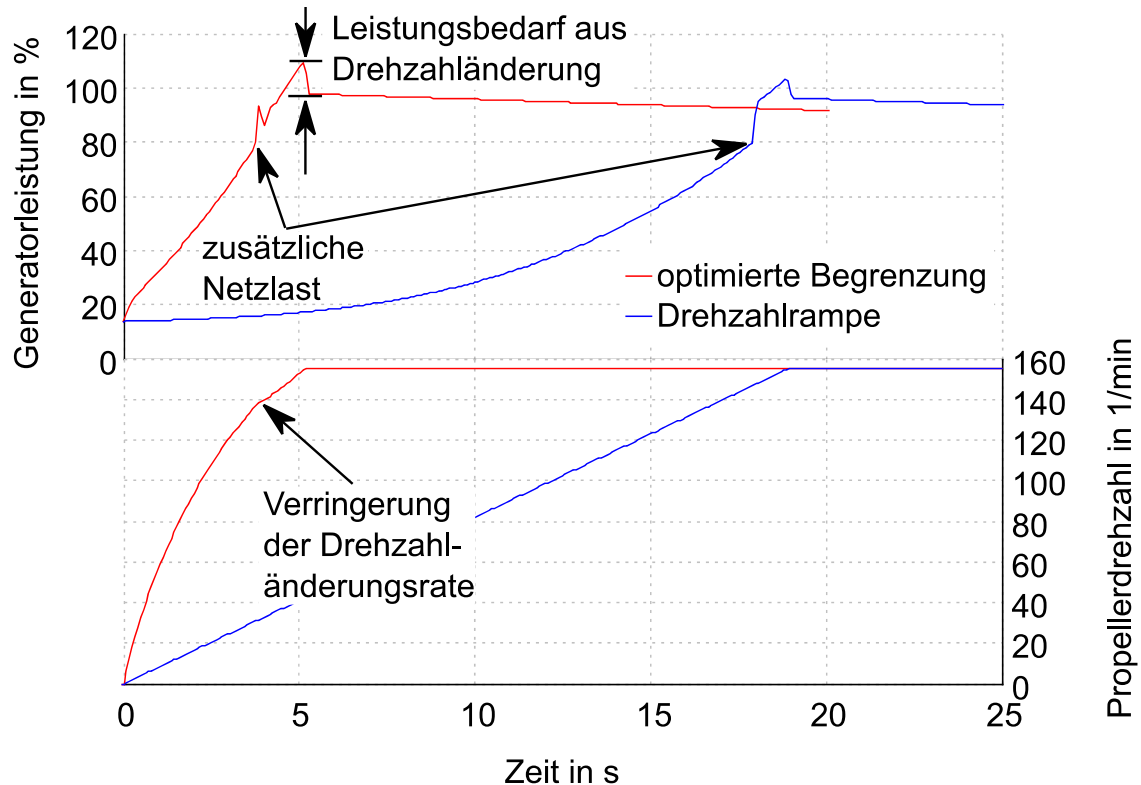


Bild 5.10: Generatorleistung und Propellerdrehzahl bei Aufschaltung zusätzlicher Netzlast (ca. 14 % der Generatornennleistung) während des schnellstmöglichen Anfahrens des Schiffs bei zwei aufgeschalteten Generatoren

Die Nachrechnung der Generatorleistungsverläufe aus Bild 5.10 mit dem physikalischen Modell des Dieselmotors ergibt, dass keine unzulässig niedrigen Generator Drehzahlen oder Verbrennungsluftverhältnisse auftreten (Bild 5.11). Die Generator Drehzahl liegt zwar bei Verwendung der optimierten Begrenzung auf etwas niedrigerem Niveau, bricht aber bei Aufschaltung der zusätzlichen Netzlast nicht so stark ein, weil gleichzeitig die Leistungsaufnahme der Fahrmotoren kurzfristig abnimmt. Das minimal auftretende Verbrennungsluftverhältnis ist in beiden Fällen in etwa gleich groß.

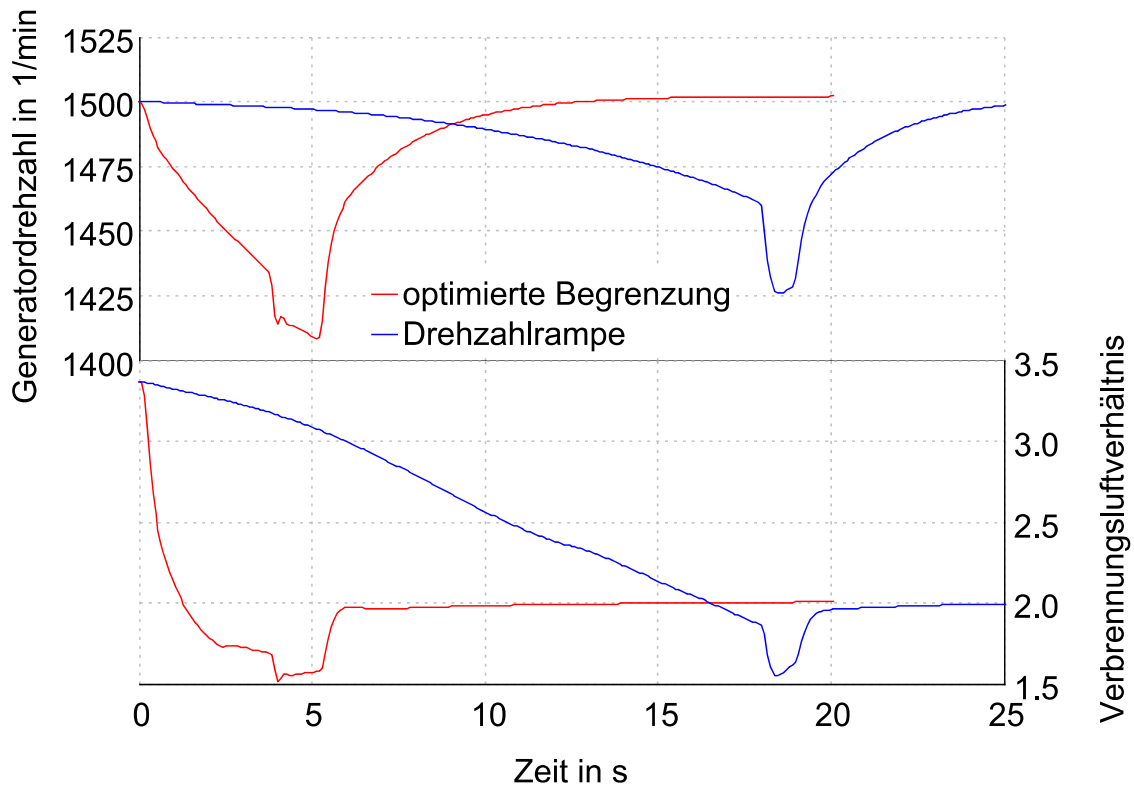


Bild 5.11: Anhand des physikalischen Modells berechneter Verlauf von Generator-drehzahl und Verbrennungsluftverhältnis für den in Bild 5.10 dargestellten Lastverlauf

5.3 Kennfeldbasierte Vorsteuerung der Generator-drehzahl

In Kapitel 4.4 wurde gezeigt, dass durch kennfeldbasierte Vorsteuerung der Generator-drehzahl das Lastaufschaltvermögen der Dieselgeneratoren verbessert werden kann. Um die Übertragungsfunktionen bzw. Hammerstein-Modelle für die Größe $\Delta m_{K,bez}$ für den Dieselgenerator mit kennfeldbasierter Vorsteuerung zu erhalten, werden die in Kapitel 4.6 beschriebenen Schritte erneut durchgeführt. Als Grundlage für die experimentelle Systemidentifikation dient dabei das entsprechend geänderte physikalische Generatormodell. Die für den Generator mit Vorsteuerung ermittelten Hammerstein-Modelle liefern dabei eine ähnlich gute Übereinstimmung der Ausgangsgröße $\Delta m_{K,bez}$ mit dem physikalischen Motormodell wie die entsprechenden Modelle für den Generator mit konventionellem Drehzahlregler.

Das durch die Vorsteuerung verbesserte Lastaufschaltvermögen lässt sich im in Bild 5.12 dargestellten Zeitverhalten der Größe $\Delta m_{K,bez}$ wiederfinden. Bei Lastaufschaltung wird

durch die Vorsteuerung die Einspritzmenge ohne Verzögerung erhöht, weshalb $\Delta m_{K,bez}$ zwar zunächst schneller und tiefer abfällt. Im Anschluss steigt aufgrund des höheren Ladeluftdruckniveaus die zulässige Einspritzmenge jedoch schneller an, sodass $\Delta m_{K,bez}$ bis zum Erreichen des stationären Zustands erwartungsgemäß höhere Werte annimmt.

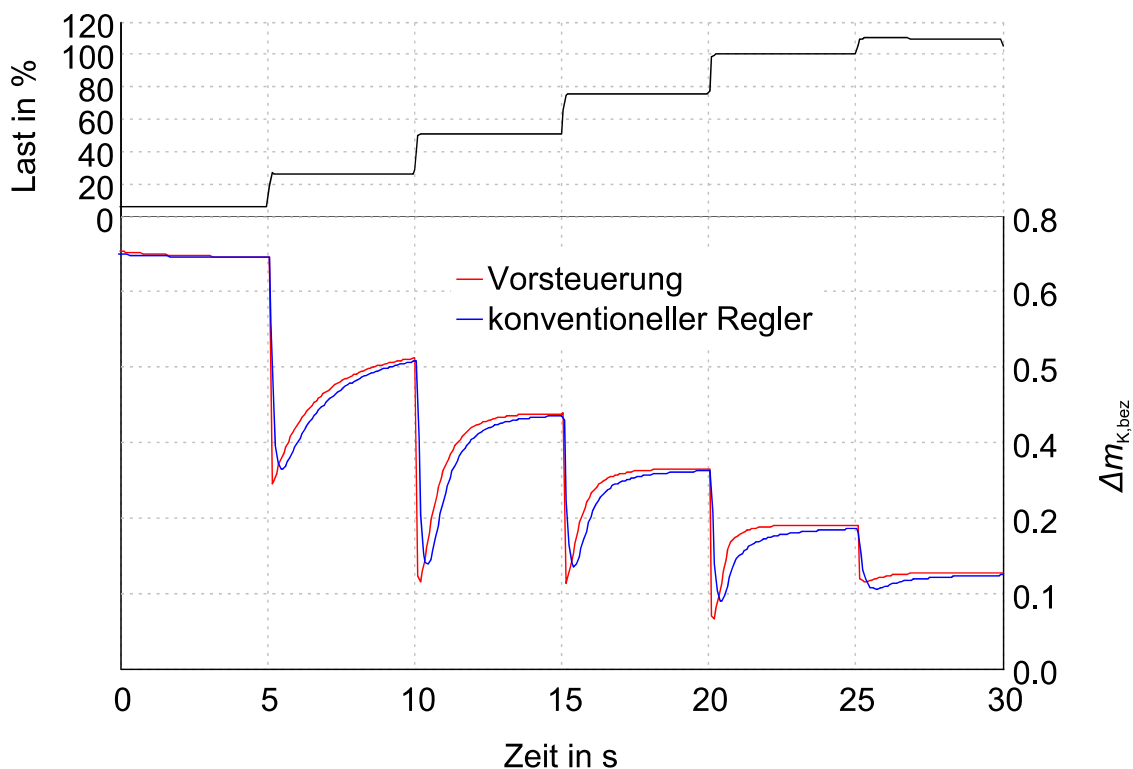


Bild 5.12: Verläufe von $\Delta m_{K,bez}$ bei Aufschaltung von Lastsprüngen bei Einsatz eines konventionellen Generator Drehzahlreglers und bei Einsatz einer kennfeldbasierten Vorsteuerung

Da die Vorsteuerung bei Lastsprüngen zu extrem großen Gradienten $d\Delta m_{K,bez}/dt$ führen kann, muss die Begrenzungsfunktion $f(\Delta m_{K,bez}) = Lim$ angepasst werden, um ein zufriedenstellendes Regelverhalten zu erreichen. Die einfachste Möglichkeit ist, die Steigung der linearen Begrenzungsfunktion zu verringern. Bild 5.13 zeigt für den schnellstmöglichen Anfahrvorgang mit zwei aufgeschalteten Generatoren die Verläufe von Generatorleistung und Propellerdrehzahl vergleichend bei konventioneller Generator Drehzahlregelung und bei solcher mit Vorsteuerung. Beim Verlauf der Generatorleistung ist trotz verringerter Steigung der Begrenzungsfunktion noch eine periodische Schwankung mit kleiner Amplitude zu erkennen.

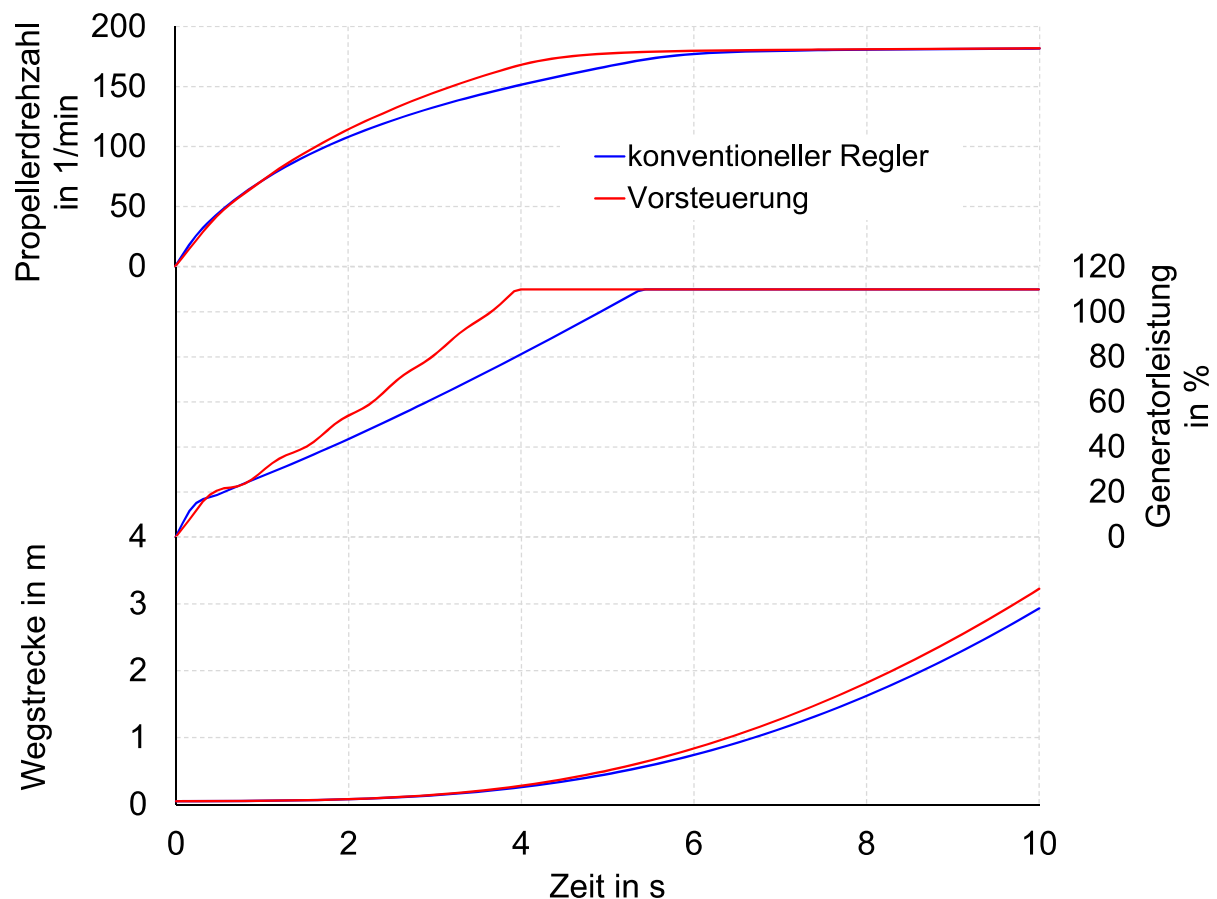


Bild 5.13: Potential der kennfeldbasierten Vorsteuerung der Generatorleistung bei optimierter Begrenzung der Fahrmotorendrehzahl

Bedingt durch die verringerte Steigung der Begrenzungsfunktion wird bei der Vorsteuerung bis etwa zum Zeitpunkt $t = 0,2$ s eine geringere Propellerdrehzahländerungsrate zugelassen. Im weiteren Verlauf kommen jedoch die Vorteile des geringeren Generatorleistungseinbruchs und des höheren Ladeluftdrucks bei der Vorsteuerung zum Tragen, sodass die Generatornennleistung etwa 25 % schneller erreicht wird. Dies entspricht genau dem in Bild 4.9 gezeigten Potential der Vorsteuerung. Das Lastaufschaltvermögen wird also mit der in Abschnitt 5.2.1 gezeigten Fahrmotorenbegrenzung auch bei diesem Motor gut ausgenutzt, obwohl sich dieser bezüglich des Verhaltens bei Laständerung deutlich vom untersuchten Beispielmotor ohne Vorsteuerung unterscheidet. Anhand des physikalischen Modells kann gezeigt werden, dass der Leistungsverlauf, wie er in Bild 5.13 dargestellt ist, dabei nicht zur Unterschreitung des festgelegten Grenzwertes für das Verbrennungsluftverhältnis von 1,4 führt (Bild 5.14). Wie zu erwarten, verhindert die Vorsteuerung das Absinken der Generatorleistung während der Lastaufschaltung nahezu vollständig.

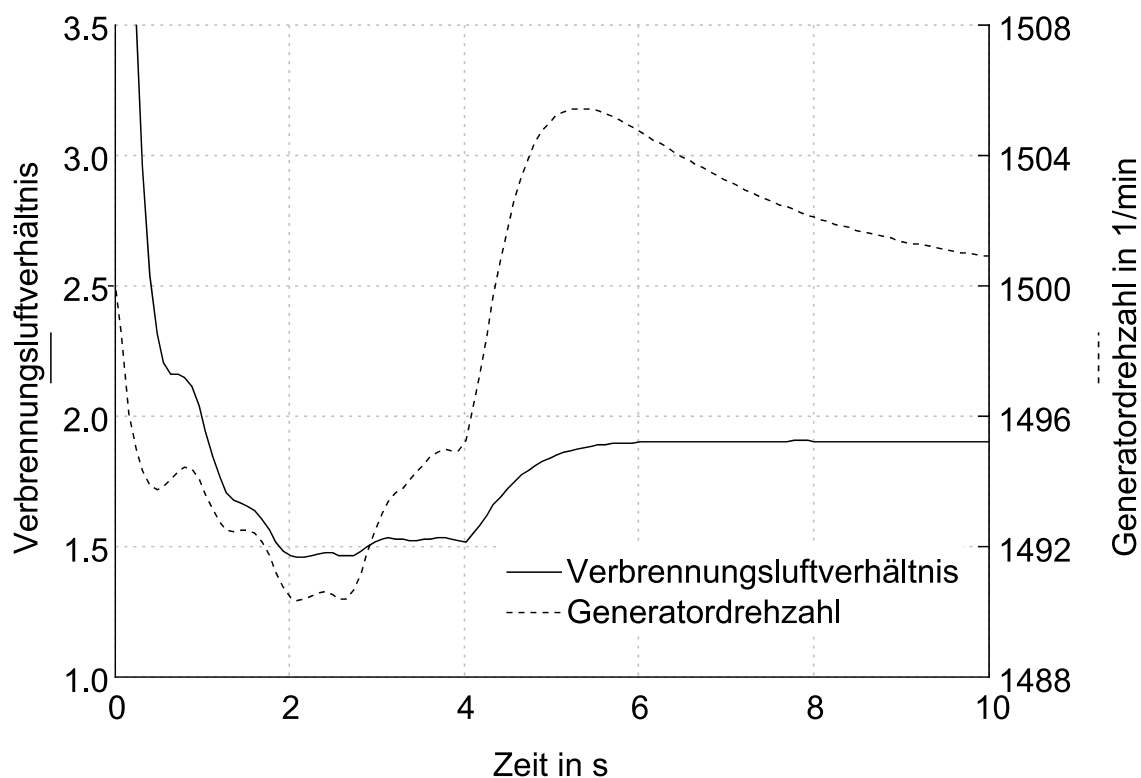


Bild 5.14: Anhand des physikalischen Modells berechneter Verlauf von Generatordrehzahl und Verbrennungsluftverhältnis für den in Bild 5.13 dargestellten Lastverlauf mit Vorsteuerung

Weil die Propellerdrehzahlverläufe sich nur während eines kurzen Zeitintervalls und zudem nur gering voneinander unterscheiden, ist der Vorteil der Vorsteuerung in Bezug auf Schiffsgeschwindigkeit und zurückgelegter Wegstrecke nur klein. Gegenüber dem konventionellen Generatordrehzahlregler kann durch die Vorsteuerung die zurückgelegte Wegstrecke innerhalb der ersten 10 s um etwa 10 % vergrößert werden. Bei Betrachtung längerer Zeiträume nimmt der relative Vorteil ab, sodass sich die Wegstrecken nach einer Zeitdauer von 100 s nicht nennenswert unterscheiden.

Verglichen mit dem Vorteil der optimierten Drehzahlbegrenzung gegenüber der Begrenzung durch Drehzahlrampen (Bild 5.7), ist der zusätzliche Vorteil einer Kombination aus kennfeldbasierter Vorsteuerung und optimierter Drehzahlbegrenzung in Bezug auf die dynamische Leistungsfähigkeit des Schiffs also klein. Dem kleinen Vorteil stehen zwei wesentliche Nachteile gegenüber: Erstens erhöht die Vorsteuerung die Komplexität der Einspritzmengenregelung und erfordert eine weitere Schnittstelle zwischen Power-Management und Motorsteuerung. Zweitens bewirkt die Vorsteuerung bei Lastsprüngen

extrem große Änderungsraten der Größe $\Delta m_{K,bez}$, die eine Anpassung der Begrenzungsfunktion erforderlich machen und so die Komplexität erhöht. Ohne entsprechende Anpassung kommt es zu unerwünschten periodischen Schwankungen der Propellerdrehzahl.

Um den zweiten Nachteil zu vermeiden, besteht die Möglichkeit, die Propellerdrehzahl weiterhin anhand von Drehzahlrampen zu begrenzen und zur Regelung der Generator-drehzahl die kennfeldbasierte Vorsteuerung einzusetzen. In Bild 5.15 ist der Vergleich dieser Konfiguration mit der auf dem untersuchten Beispielschiff angewandten Ausgangskonfiguration in Bezug auf Schiffsgeschwindigkeit und Fahrstrecke dargestellt. Das Bild gilt für vier aufgeschaltete Generatoren und einer zusätzlichen konstanten Bordnetzlast von 250 kW. Die kennfeldbasierte Vorsteuerung ermöglicht, bei identischen minimalem Verbrennungsluftverhältnis, die Rampensteigung der Propellerdrehzahl von $8,2 \text{ min}^{-1}/\text{s}$ auf $10,2 \text{ min}^{-1}/\text{s}$ zu erhöhen. Bei Einsatz der kennfeldbasierten Vorsteuerung ist das Verbrennungsluftverhältnis der wesentliche limitierende Faktor, da, wie in 4.4 gezeigt, nur geringe Drehzahleinbrüche auftreten. Die steilere Rampe der Propellerdrehzahl führt zu einem schnelleren Anstieg der Schiffsgeschwindigkeit. Die in 100 s zurückgelegte Fahrstrecke vergrößert sich von 375 m um etwa 5 % auf 395 m. Wie in Abschnitt 5.2.2 gezeigt, kann bei optimierter Drehzahlbegrenzung der Fahrmotoren zusammen mit einer konventionellen Regelung der Generator-drehzahl diese Fahrstrecke jedoch wesentlich weiter, auf 469 m, vergrößert werden.

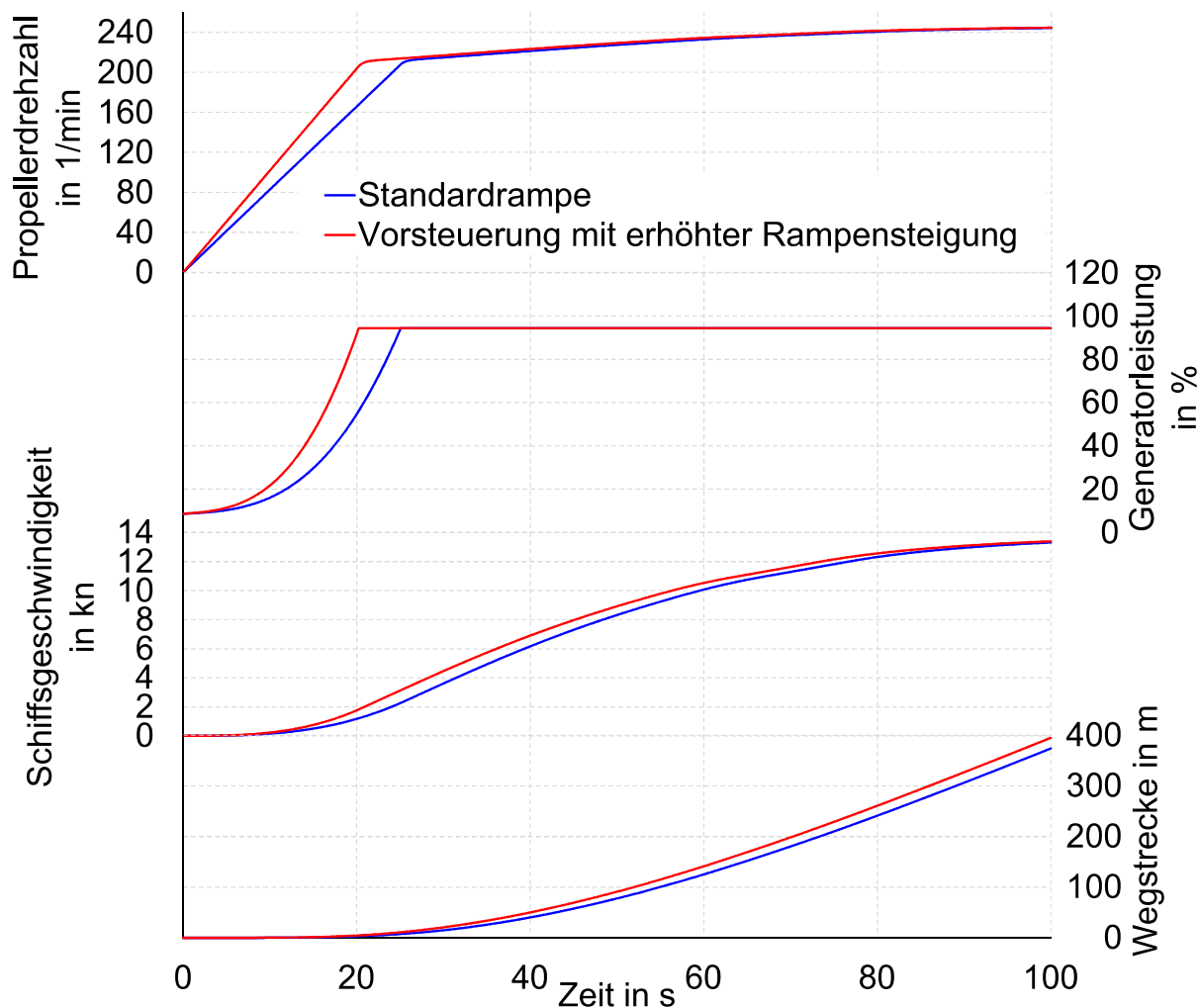


Bild 5.15: Potential der kennfeldbasierten Vorsteuerung der Generatorleistung bei Begrenzung der Propellerdrehzahl anhand von Drehzahlrampen

5.4 Zusammenfassender Vergleich der Alternativen

5.4.1 Dynamische Leistungsfähigkeit

Zusammenfassend lässt sich feststellen, dass die in Kapitel 4.7 vorgestellte dynamische Leistungsbegrenzung gegenüber der Begrenzung durch Propellerdrehzahlrampen ein erhebliches Verbesserungspotential in Bezug auf die dynamische Leistungsfähigkeit des Schiffs bietet. Optimierungen seitens der Regelung der Generatorleistung bieten hingegen nur ein deutlich kleineres Verbesserungspotential. Die Kombination aus dynamischer Leistungsbegrenzung und optimierter Generatorleistungsregelung ist möglich, aber nicht lohnend, da gegenüber der alleinigen dynamischen Leistungsbegrenzung nur ein sehr kleines Verbesserungspotential besteht und sie mit Nachteilen bezüglich Komplexität und Stabilität der Regelung verbunden ist (Tabelle 5.1).

Tabelle 5.1: Vergleich der Alternativen in Bezug auf einen Beschleunigungsvorgang des Schiffs mit 4 aufgeschalteten Generatoren. Werte in eckigen Klammern gelten für 2 aufgeschaltete Generatoren.

	Rampe	Optimierte Begrenzung	Rampe + Vorsteuerung	Optimierte Begrenzung + Vorsteuerung
Zeit bis $P_{\text{Gen}} = 100\%$	25 s [19 s]	5 s [4,2 s]	20 s	3,7 s
Zeit bis $v_s = 10 \text{ kn}$	60 s [90 s]	45 s [80 s]	56 s	44 s
Schiffsweg in 100 s	375 m [280 m]	469 m [345 m]	395 m	470 m
Schiffsweg in 10 s	0,3 m [0,3 m]	3,8 m [2,6 m]	0,4 m	3,9 m

5.4.2 Notwendige Ergänzungen der Motorspezifikation

Nach heutigem Stand wird eine Überlastung der Dieselgeneratoren durch die Fahrmotoren von der Automation in der Regel über Rampen für die Propellerdrehzahl sichergestellt. Der Grund hierfür liegt in der einfachen Umsetzung. Das Verfahren kann angewandt werden, selbst wenn das Lastaufschaltvermögen der Dieselgeneratoren weitgehend unbekannt ist: Durch Anpassung der Rampensteigung kann noch während der Inbetriebnahme des Schiffs eine Begrenzung gefunden werden, welche einen Kompromiss aus Fahrdynamik und ausreichender Sicherheit gegen Überlastung der Dieselmotoren darstellt.

Zur Umsetzung der in Abschnitt 5.2.1 beschriebenen optimierten Drehzahlbegrenzung der Fahrmotoren müssen die technischen Unterlagen zu den Dieselmotoren ergänzt werden um:

- Hammerstein-Modell für die momentan zulässige Einspritzmenge mit 10 Parametern (Abschnitt 4.6.1)

- Übertragungsfunktion für die momentane Einspritzmenge mit 6 Parametern (Abschnitt 4.6.2)
- Lineare Begrenzungsfunktion $f(\Delta m_{K,bez}) = Lim$ mit einem Parameter

Die erforderlichen Daten können vom Motorenhersteller entweder anhand eines Simulationsmodells oder durch Messungen auf dem Motorenprüfstand ermittelt werden. Zudem benötigt die Automation die momentane Generatorlast als Eingangsgröße, um die momentan zulässige Propellerdrehzahländerungsrate berechnen zu können. Für die Dieselmotoren selbst ergeben sich keine zusätzlichen Anforderungen. Um eventuelle Ungenauigkeiten im Hammerstein-Modell oder der Übertragungsfunktion auszugleichen, kann während der Inbetriebnahme die Steigung der linearen Begrenzungsfunktion $f(\Delta m_{K,bez}) = Lim$ angepasst werden.

Eine Alternative zur optimierten Drehzahlbegrenzung der Fahrmotoren stellt die Vorsteuerung der Generatordrehzahl dar. Die erforderlichen Anpassungen an der Generatordrehzahlregelung können jedoch nur vom Motorenhersteller direkt umgesetzt werden. Werftseitig muss dem Generatordrehzahlregler die momentane Generatorlast als Eingangsgröße zur Verfügung gestellt werden.

6 Zusammenfassung

Im Vergleich zu elektrischen Maschinen haben Dieselmotoren, insbesondere solche mit Abgasturboaufladung, ein wesentlich schlechteres Lastaufschaltvermögen. Aus diesem Grund muss bei Schiffen mit dieselektrischen Antrieben die Änderungsrate der von den Fahrmotoren aufgenommenen elektrischen Leistung begrenzt werden. Ohne eine derartige Begrenzung kann es seitens der Dieselgeneratoren u. a. zu starken Rußstößen, unzulässigen Drehzahl- und Frequenzeinbrüchen und im schlimmsten Fall zum Black-out kommen. Soll die Begrenzung der Fahrmotoren die dynamische Leistungsfähigkeit des Schiffs nicht unnötig stark beeinträchtigen, muss das momentane Lastaufschaltvermögen der Dieselgeneratoren bekannt sein und möglichst gut ausgenutzt werden.

Für die Dieselgeneratoren eines Beispielschiffs, für das umfangreiche Messdaten vorliegen, wurde ein physikalisches Simulationsmodell erstellt und validiert, mit dem innermotorische Größen bei transienten Vorgängen berechnet werden können. Anhand dieses Modells wurde gezeigt, welche Grenzen bei Belastung der Generatoren zu berücksichtigen sind. Daraus wurden das Lastaufschaltvermögen und der optimale zeitliche Verlauf einer Belastung abgeleitet. Das Ergebnis zeigt, dass sich die im Schiffsbetrieb gemessenen Leistungsverläufe deutlich vom optimalen Leistungsverlauf unterscheiden. Dieser weist zu Beginn einen Sprung auf, um den bestehenden Luftüberschuss auszunutzen. Gegenüber einfachen Ansätzen, wie einer rampenförmigen Belastung, besteht ein nennenswertes Optimierungspotential. Unter Einhaltung gleicher Grenzwerte, kann die Zeitdauer bis zum Erreichen der Nennleistung durch eine optimierte Belastung um etwa 20 % gegenüber einer rampenförmigen Belastung verkürzt werden.

Des Weiteren wurden anhand des physikalischen Simulationsmodells alternative Regelungskonzepte für die Generatordrehzahl untersucht, mit denen das Lastaufschaltvermögen verbessert werden kann. Es wurde gezeigt, dass mit einer kennfeldbasierten Vorsteuerung in Verbindung mit einem optimierten Lastverlauf die Zeitdauer bis zum Erreichen der Nennleistung gegenüber dem Referenzmodell mit rampenförmiger Belastung um etwa 41 % verringert werden kann.

Zur Beschreibung des momentanen Lastaufschaltvermögens eines Dieselgenerators wurde eine Kenngröße $\Delta m_{K,bez}$ eingeführt, die dem Quotienten aus momentan eingespritzter Kraftstoffmenge und momentan zulässiger Einspritzmenge entspricht. Die zulässige Einspritzmenge wird bei diesem Ansatz in Abhängigkeit eines statischen Maximalwertes und eines minimalen Verbrennungsluftverhältnisses berechnet. Es konnte gezeigt werden, dass Drehzahlgrenzen sowie thermische und mechanische Grenzen stets eingehalten werden, wenn die Kenngröße $\Delta m_{K,bez}$ im zulässigen Bereich gehalten wird.

Für die Größe $\Delta m_{K,bez}$ konnten durch experimentelle Systemidentifikation anhand des Simulationsmodells ausreichend genaue nichtlineare Hammerstein-Modelle gefunden werden. Die Übertragungsfunktionen und die Nichtlinearität sind einfach zu parametrieren und ermöglichen eine wenig rechenintensive Berechnung des momentanen Lastaufschaltvermögens in Abhängigkeit der aktuellen Last. Damit eignen sie sich zum einen als Hilfsmittel im Entwurfsprozess bei der Auslegung der dieselektrischen Antriebsanlage. Zum anderen können sie zur Umsetzung einer dynamischen Begrenzung der elektrischen Fahrmotoren verwendet werden. Eine gute Ausnutzung des Lastaufschaltvermögens unter Einhaltung des minimalen Luftverhältnisses wird dabei erreicht, wenn die Änderungsrate der aufgenommenen Leistung proportional zum momentanen Wert der Größe $\Delta m_{K,bez}$ begrenzt wird.

Um zu untersuchen, inwieweit mit veränderten dynamischen Leistungsbegrenzungen der elektrischen Fahrmotoren die dynamische Leistungsfähigkeit des Beispielschiffs verbessert werden kann, wurde ein Simulationsmodell des Schiffs erstellt. Die zuvor ermittelten Übertragungsfunktionen wurden genutzt, um die maximale Änderungsrate der Propellerdrehzahl zu bestimmen. Anhand des Schiffsmodells wurde diese Art der dynamischen Begrenzung mit der bisher auf dem Beispielschiff eingesetzten konstanten Begrenzung der Propellerdrehzahländerungsrate verglichen. Der Vergleich zeigt, dass durch die bessere Ausnutzung des Lastaufschaltvermögens der Dieselgeneratoren die Zeit bis zum Erreichen der Propellersolldrehzahl, je nach Anzahl aufgeschalteter Generatoren, um etwa 70 % bis 80 % verkürzt werden kann. Durch das schnellere Anfahren der Fahrmotoren kann die Fahrstrecke, die innerhalb von 100 s bei Beschleunigung aus dem Stillstand zurückgelegt wird, um 25 % vergrößert werden.

Die vorgestellte Begrenzung der Propellerdrehzahländerungsrate gewährleistet auch in Fällen, in denen elektrische Netzlasten während des Anfahrvorgangs zugeschaltet werden, die Einhaltung der Grenzwerte für Luftverhältnis und Generator Drehzahl. Bedingt durch die Trägheit des Antriebsstrangs kann die Antriebsleistung allein durch Verringerung der Propellerdrehzahländerungsrate stets ausreichend reduziert werden, um eine Überlastung der Generatoren zu verhindern.

Abschließend wurde das Verfahren der experimentellen Systemidentifikation zur Ermittlung von Übertragungsfunktionen für die Größe $\Delta m_{K,bez}$ anhand des physikalischen Generatormodells mit kennfeldbasierter Vorsteuerung durchgeführt. Dieses Modell weist gegenüber dem Modell mit konventionellem Drehzahlregler bezüglich Drehzahl, Ladeluftdruck und Einspritzmenge ein stark abweichendes Verhalten bei Laständerungen auf. Dennoch können auch für dieses Modell ausreichend genaue Hammerstein-Modelle gefunden und für eine optimierte dynamische Begrenzung der Fahrmotoren genutzt werden. In Bezug auf die Schiffsdynamik ist jedoch der Vorteil einer Vorsteuerung in Verbindung mit der optimierten dynamischen Begrenzung der Fahrmotoren klein. Auch der alleinige Einsatz der Vorsteuerung, also in Verbindung mit einer rampenförmigen Begrenzung der Propellerdrehzahl, bietet ein wesentlich kleineres Verbesserungspotential als die dynamische Leistungsbegrenzung. Soll die dynamische Leistungsfähigkeit eines Schiffs mit dieselelektrischen Antrieb verbessert werden, ist daher zunächst die rampenförmige Begrenzung der Propellerdrehzahl durch eine dynamische Leistungsbegrenzung, welche das momentane Lastaufschaltvermögen berücksichtigt, zu ersetzen. Optimierte Strategien zur Generator Drehzahlregelung, wie z.B. die Vorsteuerung, sollten nachrangig verfolgt werden.

Literaturverzeichnis

- [Abd15] Abdel-Maksoud, M.: Manövrierfähigkeit von Schiffen. Skriptum zur Vorlesung an der TU Hamburg-Harburg 2015.
- [Bou00] Bouvet, D.; Garcia, G. Hrsg.: Improving the accuracy of dynamic localization systems using RTK GPS by identifying the GPS latency. Robotics and Automation, 2000. Proceedings. ICRA '00. IEEE International Conference on 2000.
- [Boy80] Boy, P.: Beitrag zur Berechnung des instationären Betriebsverhaltens von mittelschnellaufenden Schiffsdieselmotoren. Dissertation, Hannover 1980.
- [Bur43] Burrill, L. C.: Developments in propeller design and manufacture for merchant ships. Institute of Marine Engineers 1943.
- [Che65] Chen, S. K.; Flynn, P. F.: Development of a single cylinder compression ignition research engine. In SAE Paper 650733 Nr. 650733, 1965.
- [Dit09] Dittmar, R.; Pfeiffer, B.-M.: Modellbasierte prädiktive Regelung. Eine Einführung für Ingenieure. Oldenbourg, München, Wien 2009.
- [Ebn98] Ebner, H.; Jaschek, A.: Die Blow-by-Messung: Anforderungen und Messprinzipien. In Motorentechnische Zeitschrift MTZ Nr. 59, 1998.
- [Ger99] Gerstle, M.: Simulation des instationären Betriebsverhaltens hochaufgeladener Vier- und Zweitakt-Dieselmotoren. Dissertation. Universitätsbibliothek u. Technische Informationsbibliothek, Hannover 1999.
- [Gro79] Groth, K., Thiele, E.: Ermittlung und Erfassung der mechanischen Verluste in Verbrennungsmotoren. 1. Teilabschlussbericht zum Forschungsvorhaben der FVV Nr. 176, Frankfurt/M. 1979.
- [Haa06] Haack, T.; Rulfs, H.: Simulation des Manövrierverhaltens von Schiffen unter besonderer Berücksichtigung der Antriebsanlage. Techn. Univ., Institut für

- Entwerfen von Schiffen und Schiffssicherheit, Diss.--. 1. Aufl. Arbeitsbereiche Schiffbau der Technischen Univ. Hamburg-Harburg, Hamburg 2006.
- [Har91] Harndorf, H.: Beschleunigungsvorgang-Partikelminderung. Verbesserung des Instationärverhaltens aufgeladener Dieselmotoren durch innermotorische Maßnahmen. Abschlussbericht FVV-Vorhaben 444, Heft 498, Frankfurt/M. 1991.
- [Hir83] Hiroyasu, H.; Kadota, T.; Arai, M.: Development and Use of a Spray Combustion Modeling to Predict Diesel Engine Efficiency and Pollutant Emissions. Part 1 Combustion Modeling. In Bulletin of JSME Nr. 214, 1983; S. 569–575.
- [ISO 8528-5] International Organization for Standardization: Hubkolben-Verbrennungsmotor angetriebene Stromerzeugungsaggregate - Teil 5: Stromerzeugungsaggregate 2013.
- [Kat05] Katrašnik, T.; Medica, V.; Trenc, F.: Analysis of the dynamic response improvement of a turbocharged diesel engine driven alternating current generating set. In Energy Conversion and Management 18–19, 2005; S. 2838–2855.
- [Lys00] Lyshevski, S. E.: Energy conversion and optimal energy management in diesel–electric drivetrains of hybrid–electric vehicles. In Energy Conversion and Management Nr. 1, 2000; S. 13–24.
- [Med88] Medica, V.: Simulation of Turbocharged Diesel Engine Driving Electrical Generator Under Dynamic Working Conditions. Dissertation, Rijeka 1988.
- [Mer06] Merker, G. P.: Verbrennungsmotoren. Simulation der Verbrennung und Schadstoffbildung. 3., überarbeitete und aktualisierte Aufl. B.G. Teubner Verlag / GWV Fachverlage, Wiesbaden, Wiesbaden 2006.
- [Ooo75] Oosterveld, M. W. C.; van Oossanen, P.: Further computer-analyzed data of the Wageningen B-screw series. In International shipbuilding progress. - Rotterdam. - Vol. 22 (1975), No. 251, ca. 1975.

- [Öst95] Östreicher, W. F.: Neue Regelungsstrategien für Antriebsanlagen mit hochaufgeladenen schnellaufenden Viertakt-Dieselmotoren. Als Ms. gedr. VDI-Verl, Düsseldorf 1995.
- [Pis09] Pischinger, R.; Klell, M.; Sams, T.: Thermodynamik der Verbrennungskraftmaschine. 3. Aufl. Springer, Wien 2009.
- [Puc12] Pucher, H.; Zinner, K. A.: Aufladung von Verbrennungsmotoren. Grundlagen, Berechnungen, Ausführungen. 4. Auflage. Springer Vieweg, Berlin 2012.
- [Qua84] Quarg, J.: Untersuchungen zum dynamischen Betriebsverhalten aufgeladener schnellaufender Dieselmotoren, Hamburg 1984.
- [Rak09] Rakopoulos, C. D.; Giakoumis, E. G.: Diesel engine transient operation. Principles of operation and simulation analysis. Springer, London 2009.
- [Red49] Redlich, O.; Kwong, J. N. S.: On the Thermodynamics of Solutions. V. An Equation of State. Fugacities of Gaseous Solutions. In Chem. Rev. Nr. 1, 1949; S. 233–244.
- [Rei10] Reif, K.: Dieselmotor-Management im Überblick. Einschließlich Abgastechnik. Vieweg+Teubner Verlag / GWV Fachverlage, Wiesbaden, Wiesbaden 2010.
- [Reu95] Reuter, H.: Zur Identifikation nichtlinearer Systemmodelle mit wenig A-priori-Informationen. Duisburg, Univ., Diss., 1995. VDI-Verl, Düsseldorf 1995.
- [Rul11] Rulfs, H.: Grundlagen des Schiffsmaschinenbaus. Manuskript zur Vorlesung an der TU Hamburg-Harburg, Hamburg 2011.
- [Rus13] Ruschmeyer, K.; Rulfs, H.; Eilts, P.: Potential des mittelschnellaufenden Viertakt-Großdieselmotors mit extrem hohen Zylinder- und Nutzmitteldrücken. Techn. Univ., Institut für Energietechnik, Diss.--Hamburg-Harburg, 2013. 1. Aufl. Dr. Hut, München 2013.

- [Sch10] Schröder, D.: Intelligente Verfahren. Identifikation und Regelung nichtlinearer Systeme. Springer-Verlag Berlin Heidelberg, Berlin, Heidelberg 2010.
- [Sch12] Schneider, S. G.: Mechanische und thermische Beanspruchungen in Großdieselmotoren bei extrem hohen Mitteldrücken. Techn. Univ., Diss.--München, 2012. Techn. Univ. LVK, München 2012.
- [Sch86] Schorn, N.: Beitrag zur rechnerischen Untersuchung des Instationärverhaltens abgasturboaufgeladener Fahrzeugdieselmotoren. Dissertation, Aachen 1986.
- [Sch88] Schliephack, C.; Geisler, O.; Meyne, K.: Untersuchung zum dynamischen Verhalten von Schiffsantriebsanlagen an einem Versuchsstand mit Viertakt-Dieselmotor und elektrischer Simulation der Propellerbelastung. VDI-Verl, Düsseldorf, Hamburg-Harburg 1988.
- [Sch92] Schwarzmeier, M.: Der Einfluß des Arbeitsprozeßverlaufs auf den Reibmitteldruck von Dieselmotoren. Techn. Univ., Diss.--München 1992.
- [Sch93] Schwarz, C.: Simulation des transienten Betriebsverhaltens von aufgeladenen Dieselmotoren, München 1993.
- [Siv12] Sivertsson, M.; Eriksson, L.: Optimal Step Responses in Diesel-Electric Systems, Linz 2012.
- [Smo06] Smogeli, Ø. N.: Control of Marine Propellers: from Normal to Extreme Conditions. Diss., Trondheim 2006.
- [Sør13] Sørensen, A. J.: Marine Control Systems. Propulsion and Motion Control of Ships and Ocean Structures. 3. Auflage, Trondheim 2013.
- [Spi02] Spieker, C.; Rulfs, H.; Ackermann, G.: Simulation des dynamischen Betriebsverhaltens von Schiffsmotorenanlagen. Shaker, Aachen, Hamburg-Harburg 2002.

- [Woo09] Woodyard, D. F.: Pounder's marine diesel engines and gas turbines. 9. Auflage. Elsevier/Butterworth-Heinemann, Amsterdam, Boston 2009.
- [Wos70] Woschni, G.: Die Berechnung der Wandverluste und der thermischen Belastung der Bauteile von Dieselmotoren. In Motorentechnische Zeitschrift MTZ Nr. 31, 1970.
- [Xir02] Xiros, N.: Robust control of diesel ship propulsion. Springer, London, New York 2002.
- [Zel01] Zellbeck, H.; Friedrich, J.: Optimierung des dynamischen Verhaltens aufgeladener Verbrennungsmotoren. In MTZ - Motortechnische Zeitschrift Nr. 6, 2001; S. 474–480.
- [Zel81] Zellbeck, H.: Rechnerische Untersuchung des dynamischen Betriebsverhaltens aufgeladener Dieselmotoren, München 1981.
- [Zhe91] Zheng, W.; Droste, W.; Geisler, O.: Entwicklung eines in Echtzeit lauffähigen Simulationsmodells für das System Schiff, Motor, Kombinator und Verstellpropeller. Als Ms. gedr. VDI-Verl, Düsseldorf, Hamburg-Harburg 1991.

Abbildungsverzeichnis

1.1: Beschreibung von zulässigen Lastsprüngen nach [ISO 8528-5].....	4
1.2: Zulässige Drehzahlabweichung bei Lastaufschaltung nach [ISO 8528-5]	5
1.3: Schematischer Aufbau der Antriebsanlage des Beispielschiffs	6
2.1: Schematische Darstellung des Motormodells.....	10
2.2: Brennverlauf für stationäre Betriebspunkte.....	11
2.3: Ventilhub und effektive Ventilquerschnittsöffnung	13
2.4: Mechanischer Wirkungsgrad in Abhängigkeit der Last bei Nenndrehzahl.....	14
2.5: Extrapoliertes Verdichterkennfeld	16
2.6: Druckverluste in Ladeluft- und Abgaspfad.....	17
2.7: Ermittlung des Generatorwirkungsgrads für die gemessene Netzbelastung.....	19
3.1: Iterativer Kalibriervorgang.....	21
3.2: Aufbau der Messung zur Ermittlung motorinterner Größen	23
3.3: Gefilterte und Rohsignale für Generatordrehzahl, Ladeluftdruck und elektrische Leistung bei Lastaufschaltung	24
3.4: Einfluss der Brennraumwandtemperatur auf ausgewählte Ausgabegrößen	27
3.5: Vergleich des gemessenen und berechneten spezifischen Kraftstoffverbrauchs.....	28
3.6: Häufigkeit der gemessenen Ladeluftdrücke in Abhängigkeit der elektrischen Leistung mit einem daraus ermittelten Ausgleichspolynom und Simulationsergebnisse (pinke Punkte).....	29
3.7: Vergleich der gemessenen und simulierten Abgastemperaturen und der Turboladerdrehzahl.....	30
3.8: Vergleich des gemessenen und für verschiedene Reglerparameter berechneten Drehzahlverlaufs bei Lastabwurf mit großem Lastsprung.....	31
3.9: Vergleich des gemessenen und für verschiedene Reglerparameter berechneten Drehzahlverlaufs bei Lastabwurf mit kleinem Lastsprung	32

3.10: Vergleich des gemessenen und für verschiedene Reglerparameter berechneten Drehzahlverlaufs bei Lastaufschaltung	33
3.11: Verlauf des gemessenen und des mit variiertem Trägheitsmoment des Abgasturboladers berechnetem Ladeluftdrucks	34
4.1: Berechnete maximale Zylinderdruckänderungsrate für verschieden schnelle Lastaufschaltungen bei konstanter Drehzahl	39
4.2: Verläufe berechneter Motordrehzahl, Verbrennungsluftverhältnis und Abgastemperaturen vor und nach der Turbine bei Nachrechnung einer gemessenen extremen Lastaufschaltung	40
4.3: Zeitlicher Verlauf der Leistung bei maximaler Einspritzung unter Einhaltung eines minimalen Verbrennungsluftverhältnisses von 1,4 für verschiedene konstante Motordrehzahlen.....	42
4.4: Konventionelles Drehzahlregelungskonzept mit ladeluftdruckabhängiger Einspritzmengenbegrenzung.....	43
4.5: Vergleich einer Lastrampe mit einer optimierten Lastaufschaltung durch Verkettung von Lastsprung und anschließender Rampe bei Verwendung eines konventionellen Drehzahlreglers	45
4.6: Drehzahlregelungskonzept mit Störgrößenaufschaltung und ladeluftdruckabhängiger Einspritzmengenbegrenzung.....	46
4.7: Drehzahlregelungskonzept mit kennfeldbasierter Vorsteuerung und ladeluftdruckabhängiger Einspritzmengenbegrenzung.....	46
4.8: Vergleich des konventionellen Drehzahlreglers mit der kennfeldbasierten Vorsteuerung bei Simulation einer Lastrampe	47
4.9: Optimierte Lastaufschaltung durch Verkettung von Lastsprung und anschließender Rampe bei Verwendung einer kennfeldbasierten Vorsteuerung.	48
4.10: Simulationsergebnisse bei einer Lastaufschaltung für Motordrehzahl, Verbrennungsluftverhältnis und auf die maximale Einspritzmenge $m_{K,max}$ bezogene momentan zulässige Einspritzmenge $m_{K,zul}$, tatsächlich eingespritzte Kraftstoffmenge und die Differenz der Werte Δm_K	50

4.11: Teilübertragungsfunktionen zur Berechnung der Größe $\Delta m_{K,bez} : G_{mK,zul}$ (s) gemäß Gleichung (4.3), G_{mK} (s) gemäß Gleichung (4.6)	51
4.12: Experimentelle Systemidentifikation bezüglich der momentan zulässigen Einspritzmenge $m_{K,zul}$ – Die Nichtlinearität des Hammerstein-Modells A ist eine abschnittsweise lineare Funktion mit zwei Abschnitten; Modell B mit 10 Abschnitten	53
4.13: Blockschaltdes Hammerstein-Modells [Sch10]	54
4.14: Validierung der Übertragungsfunktion für die momentan zulässige Einspritzmenge $m_{K,zul}$ anhand eines gemessenen Lastverlaufs	55
4.15: Experimentelle Systemidentifikation bezüglich der Einspritzmenge m_K – Die Nichtlinearität des Hammerstein-Modells ist eine abschnittsweise lineare Funktion mit zwei Abschnitten.....	56
4.16: Validierung der Übertragungsfunktion für die Einspritzmenge m_K anhand eines gemessenen Lastverlaufs – Dargestellt ist die relative Abweichung zwischen linearer Übertragungsfunktion bzw. Hammerstein-Modell und physikalischem Modell.....	58
4.17: Validierung von $\Delta m_{K,bez}$ nach Gleichung (4.2) anhand eines gemessenen Lastverlaufs.....	59
4.18: Begrenzung der Laständerungsrate anhand $\Delta m_{K,bez}$	60
4.19: Begrenzung der Laständerungsrate anhand $\Delta m_{K,bez}$ - Aufgetragen sind die normierte Solleistung sowie die normierten begrenzten Leistungen für zwei verschiedene Funktionen $f(\Delta m_{K,bez}) = Lim: f_1 = 1,6 \cdot \Delta m_{K,bez}; f_2 = 4,5 \cdot (\Delta m_{K,bez})^2$	61
4.20: Mit physikalischem Modell berechnetes Verbrennungsluftverhältnis und Motordrehzahl für die Lastverläufe aus 4.19. Die Laständerungsrate ist begrenzt über die Funktionen $f(\Delta m_{K,bez}) = Lim: f_1 = 1,6 \cdot \Delta m_{K,bez}; f_2 = 4,5 \cdot (\Delta m_{K,bez})^2$	62
5.1: Schubbeiwert K_T , Momentenbeiwert K_Q mit 10 multipliziert und Freifahrtwirkungsgrad η_0 über der Fortschrittsziffer J für die im Modell verwendeten Propeller [nach Smo06]	64

5.2: Vergleich gemessener und berechneter Antriebsleistung und Schiffsgeschwindigkeit in Abhängigkeit der Propellerdrehzahl.....	66
5.3: Vergleich von Simulations- und Messwerten (A&R, 29.06.2013) für Propulsionsleistung P_D und Schiffsgeschwindigkeit v_S bei Simulation mit gemessenen Propellerdrehzahlverläufen n_{Prop}	68
5.4: Begrenzung der Propellerdrehzahländerungsrate anhand $\Delta m_{K,bez}$ unter Berücksichtigung zusätzlicher elektrischer Verbraucher und der Anzahl aufgeschalteter Generatoren k_{Gen}	70
5.5: Vergleich der Propellerdrehzahlbegrenzung durch Drehzahlrampe (gestrichelt) mit optimierter Begrenzung (durchgezogen) nach 5.4 für verschiedene Anzahlen aufgeschalteter Generatoren.....	72
5.6: Generatorzahl und Verbrennungsluftverhältnis bei optimierter Propellerdrehzahlbegrenzung (durchgezogen) und bei Propellerdrehzahlrampe (gestrichelt) für verschiedene Anzahl aufgeschalteter Generatoren.....	73
5.7: Auswirkung optimierter Propellerdrehzahlbegrenzung auf die Schiffsgeschwindigkeitsverläufe für verschiedene Anzahlen aufgeschalteter Generatoren.....	74
5.8: Auswirkung optimierter Propellerdrehzahlbegrenzung auf die vom Schiff zurückgelegte Wegstrecke für verschiedene Anzahlen aufgeschalteter Generatoren.....	75
5.9: Bewertung der Kavitationsgefahr nach Burrell [Bur43] bei maximaler Schiffsbeschleunigung mit vier aufgeschalteten Generatoren.....	76
5.10: Generatorleistung und Propellerdrehzahl bei Aufschaltung zusätzlicher Netzlast (ca. 14 % der Generatornennleistung) während des schnellstmöglichen Anfahrens des Schiffs bei zwei aufgeschalteten Generatoren.....	78
5.11: Anhand des physikalischen Modells berechneter Verlauf von Generatorzahl und Verbrennungsluftverhältnis für den in 5.10 dargestellten Lastverlauf.....	79

5.12: Verläufe von $\Delta m_{K,bez}$ bei Aufschaltung von Lastsprüngen bei Einsatz eines konventionellen Generator Drehzahlreglers und bei Einsatz einer kennfeldbasierten Vorsteuerung	80
5.13: Potential der kennfeldbasierten Vorsteuerung der Generator Drehzahl bei optimierter Begrenzung der Fahrmotorendrehzahl.....	81
5.14: Anhand des physikalischen Modells berechneter Verlauf von Generator Drehzahl und Verbrennungsluftverhältnis für den in 5.13 dargestellten Lastverlauf mit Vorsteuerung.....	82
5.15: Potential der kennfeldbasierten Vorsteuerung der Generator Drehzahl bei Begrenzung der Propeller Drehzahl anhand von Drehzahlrampen	84

Lebenslauf

Name	Banek
Vorname	Robert Benjamin
Staatsangehörigkeit	deutsch
Geburtsdatum	29.12.1983
Geburtsort	Lüneburg

08.1990 - 06.1996 Grund- und Orientierungsstufe Bardowick

08.1996 - 06.2003 Gymnasium Herderschule Lüneburg

07.2003 - 03.2004 Grundwehrdienst, Panzertruppenschule Munster

10.2004 - 06.2010 Studium des Maschinenbaus an der Technischen Universität Hamburg-Harburg
Vertiefungsrichtung: Energietechnik
Abschluss: Diplom-Ingenieur

06.2010 - 06.2012 Wissenschaftlicher Mitarbeiter am Institut für Energietechnik der TUHH - Bereich Schiffsmaschinen

07.2012 – 08.2016 Wissenschaftlicher Mitarbeiter am Institut für Elektrische Energiesysteme und Automation der TUHH

10.2016 – heute Projektingenieur bei der Pella Sietas GmbH