

Masterarbeit

Ermittlung des optimalen Brennratenverlaufs für Großgasmotoren

Verfasser

Claudio Hoff

Eingereicht am

Institut für Verbrennungskraftmaschinen und Thermodynamik

Technische Universität Graz

Vorstand: Univ.-Prof. DI. Dr. techn. Helmut Eichlseder

Betreuer

Ao. Univ.-Prof. DI. Dr. techn. Andreas Wimmer

DI. Dr. techn. Claudia Schubert-Zallinger

DI. Dr. techn. Gerhard Pirker

Graz, 8.10.2013



Institut für Verbrennungskraftmaschinen und
Thermodynamik
Vorstand: Univ.-Prof. DI. Dr. Helmut Eichlseder



Eidesstattliche Erklärung

Ich erkläre an Eides statt, dass ich die vorliegende Arbeit selbstständig verfasst, andere als die angegebenen Quellen/Hilfsmittel nicht benutzt, und die den benutzten Quellen wörtlich und inhaltlich entnommenen Stellen als solche kenntlich gemacht habe.

Graz, am

Vorwort

Diese Arbeit wurde zum Abschluss meines Masterstudiums am Large Engine Competence Center der TU Graz erstellt.

Zuerst möchte ich mich bei Herrn Prof. Dr. Andreas Wimmer, dem Leiter des LEC bedanken, der mir die Durchführung dieser Arbeit am Institut ermöglichte. Er stellte die notwendigen Ressourcen zur Verfügung und gab regelmäßig hilfreiches Feedback.

Ein herzlicher Dank gilt meinem Betreuer Herrn Dr. Gerhard Pirker, der sich für meine Fragen immer Zeit nahm und durch seine Tipps die Richtung dieser Arbeit maßgeblich beeinflusste.

Mein besonderer Dank gilt Herrn DI Markus Krenn für seine fachliche Hilfe in allen Bereichen. Durch sein offenes Ohr und die umfangreichen Erklärungen hat er einen wesentlichen Teil zum Gelingen dieser Arbeit beigetragen.

Des Weiteren bedanke ich mich bei all meinen Kollegen, die mich bei diversen Diskussionen auf neue Ideen und Sichtweisen brachten.

Großer Dank gebührt meinen Eltern, welche mich während meines ganzen Studiums immer bestmöglich unterstützt haben.

Claudio Hoff

Kurzfassung

Der direkte Wettbewerb sowie auch die Gesetzgebung erfordern eine stetige Weiterentwicklung im Bereich der Gasmotorentechnologie. So gilt es den Kraftstoffverbrauch durch Erhöhung des Wirkungsgrades zu senken und dabei gleichzeitig die gültigen Emissionsgrenzwerte einzuhalten oder gar zu unterbieten, um auch für die Zukunft gerüstet zu sein. Besonders im Fall von stationären Großgasmotoren, welche eine hohe Anzahl an Volllaststunden erreichen, bringt jeder noch so kleine Wirkungsgradgewinn einen direkten Vorteil.

Die Realisierung hoher Wirkungsgrade bei gleichzeitig niedrigen NO_x -Emissionen wird wesentlich von der Verbrennung beeinflusst. Die Verbrennungsführung wird durch die Lage, die Dauer und die Form des Brennratensverlaufs dargestellt. So war es das Ziel dieser Arbeit, diese Parameter zu optimieren und Potentiale aufzuzeigen.

Besonders Stickoxidemission und die Klopfgrenze stellen wesentliche Randbedingungen beim Betrieb eines Gasmotors dar. Darum wurde besonderes Augenmerk auf die Entstehung der Stickoxide, sowie auf das Bewerten der Klopfneigung gelegt.

Die Arbeit wurde auf Basis einer 1D-Ladungswechselrechnung durchgeführt. Ein bereits vorhandenes Modell des Mehrzylindermotors wurde erweitert. Die Verbrennung wurde mittels eines Ersatzbrennverlaufs beschrieben, welcher direkt in Form einer mathematischen Funktion in ein Unterprogramm der Simulationsumgebung eingebettet ist. Dieses Unterprogramm wurde um einen Zusammenhang für den Umsetzungsgrad und um die Berechnung des Verbrennungsschwerpunkts ergänzt.

Ein wichtiger Arbeitsschritt war die Abstimmung der Teilmodelle mittels Messpunkten. Um aus der modellierten Stickoxidbildung möglichst realitätsnahe Emissionswerte zu erhalten, wurden zwei ausgewählte Stickoxidniveaus unter Berücksichtigung der Betriebsparameter mit der Emission des physischen Motors abgeglichen. Der zweite Teil der Abstimmung betraf die Ermittlung einer motorspezifischen Klopfchwelle und deren Übertragung ans Modell. So wurde das Großmotormodell um eine Ausgabe zur Bewertung der Klopfneigung erweitert.

Unter gewissen Umständen besteht die Möglichkeit, das Verdichtungsverhältnis anzuheben und so den Wirkungsgrad noch weiter zu steigern. Der modellierte Motor wurde um eine Regelung erweitert, welche abhängig von der Klopfneigung des aktuellen Betriebspunkts die Verdichtung anhebt und damit ungenutztes Wirkungsgradpotential nutzbar macht.

Die Auswertung der Simulationsergebnisse erfolgt mit der Methode der Verlustteilung. Daraus ließen sich diverse Wirkungsgradverläufe und deren Maxima darstellen. Eine abschließende Analyse und Diskussion zeigt das Zustandekommen der Teilverluste und offenbart verbesserungswürdige Teilbereiche.

Abstract

In the field of gas engine technology, constant development is required to keep up with legislation and remain competitive. To be prepared for the future, it is necessary to reduce fuel consumption by increasing efficiency. At the same time, emission limits must be met or even improved upon. Especially for stationary gas engines, which reach a high number of full-load hours, every small gain in efficiency is a direct advantage.

The achievement of high efficiency and low NO_x emissions is significantly influenced by combustion. Control of the combustion process is represented by the location, duration and shape of the rate of heat release curve. The goal of this thesis was to optimize these parameters and identify unused potentials.

Since nitrogen oxide emissions and knock limits are essential boundary conditions for the operation of a gas engine, special attention was paid to the mechanisms governing the formation of nitrogen oxide and assessment of knocking tendency.

The research was conducted using 1D engine cycle simulation. An existing model of the multi-cylinder engine was expanded piece by piece. Combustion was described using a substitute rate of heat release directly embedded in a subroutine of the simulation environment as a mathematical function. This subroutine has been supplemented with a function for the implementation level and the calculation of the center of gravity of combustion.

One important step involved calibrating the submodels using measuring points. To obtain realistic emissions from the model, two nitrogen oxide levels were matched with the physical engine while taking into account the operating parameters. Next, an engine-specific knock threshold was determined. This threshold was then transferred to the model itself. As a result, the engine model is able to evaluate the knocking tendency.

Under certain circumstances, there is a possibility for increasing the compression ratio. This causes an increase in efficiency. The modelled engine was expanded with a control system, which could raise the compression depending on the knocking tendency of the current operating point. So the untapped potential of efficiency can be used.

The simulation results are evaluated using the method of loss analysis, which allows the description of various efficiency curves and their maxima. A final analysis and discussion show how partial losses come about and reveal areas for improvement.

INHALT

EIDESSTÄTTLICHE ERKLÄRUNG	II
VORWORT	III
KURZFASSUNG	IV
ABSTRACT	V
NOMENKLATUR	VIII
1 EINLEITUNG	1
1.1 AUFGABENSTELLUNG UND ZIELSETZUNG	1
1.2 VORGEHENSWEISE	1
2 THEORETISCHE GRUNDLAGEN	3
2.1 1D-SIMULATION	3
2.2 VERLUSTTEILUNG	4
2.2.1 Einfluss durch reale Ladung	4
2.2.2 Verlust durch unvollkommene Verbrennung	5
2.2.3 Verlust durch realen Verbrennungsablauf	5
2.2.4 Verlust durch Wandwärmeübergang	6
2.2.5 Verlust durch realen Ladungswechsel	7
2.3 BRENNVERLAUFSMODELL	7
2.3.1 Vibe Brennratenverlauf	8
2.3.2 Doppel-Vibe Brennratenverlauf	9
2.4 STICKOXIDBILDUNG	10
2.5 KLOPFEN	11
2.5.1 Methanzahl	11
2.5.2 Klopfintegral	11
3 MODELLAUFBAU	13
3.1 AUSGANGSMODELL	14
3.1.1 Randbedingungen	14
3.1.2 Regelstrategien	15
3.1.3 Konvergenzkriterien	16
3.2 USER-MODELLE	16
3.2.1 Brennverlauf	18
3.2.2 Stickoxidbildung	22
3.2.3 Klopfintegral	24
3.3 ERWEITERUNGEN	26
3.3.1 Erhöhung des Verdichtungsverhältnisses	26
4 MODELLABSTIMMUNG	29
4.1 STICKOXIDEMISSIONEN	29
4.1.1 Modellabstimmung auf eine NO _x -Emission von 500 mg/Nm ³	30
4.1.2 Modellabstimmung auf eine NO _x -Emission von 200 mg/Nm ³	30
4.2 KLOPFERKENNUNG	30
4.2.1 Absolutwert des Klopfintegrals	31
4.2.2 Maximale Steigung des Klopfintegrals	34

5	AUSWERTUNG UND ERGEBNISSE.....	36
5.1	METHODIK.....	36
5.2	VARIATION DER VIBE-PARAMETER	38
5.2.1	Ausgangsbasis.....	38
5.2.2	Lage der Verbrennung.....	39
5.2.3	Formfaktor.....	48
5.2.4	Dauer der Verbrennung.....	51
5.3	ANHEBEN DES VERDICHTUNGSVERHÄLTNISES	54
5.4	VORKAMMER BRENNRATENVERLAUF.....	58
5.4.1	Brennverlaufsnachbildung.....	58
5.4.2	Variation des Vorkammeinflusses auf den Hauptbrennraum	59
6	ZUSAMMENFASSUNG UND AUSBLICK.....	64
6.1	METHODIK DER ARBEIT	64
6.2	ERGEBNISSE UND AUSBLICK.....	65
	LITERATURVERZEICHNIS	66
	ABBILDUNGSVERZEICHNIS.....	67
	TABELLENVERZEICHNIS	69

Nomenklatur

Lateinische Formelzeichen

A	m^2	(Querschnitts-) Fläche
c	m/s	Geschwindigkeit
D	m	Durchmesser
e	J/kg	spezifische totale innere Energie
E	J	Aktivierungsenergie
h	J/kg	spezifische Enthalpie
H_u	kJ/kg	spezifischer Heizwert (früher: unterer Heizwert)
L_{st}	kg_L/kg_B	stöchiometrischer Luftbedarf
m	kg oder mol	Masse
m	–	Formfaktor der Vibe-Funktion
\dot{m}	kg/s	Massenstrom
M	g/mol	molare Masse
n	mol	Stoffmenge, Molzahl
\dot{n}	mol/s	Stoffstrom, Molenstrom
n	–	Zylinderanzahl
p	bar	Druck
p_i	bar	indizierter Mitteldruck
Q	J	Wärme(menge)
R	$J/(kg \cdot K)$	spezifische Gaskonstante
$R_m = 8.31447$	$J/(mol \cdot K)$	allgemeine Gaskonstante
T	K	thermodynamische Temperatur
V	m^3	Volumen
\dot{V}	m^3/s	Volumenstrom
V_H	l	Hubvolumen
V_n	m^3	Normvolumen
W	J	Arbeit
x	m	Koordinate

Griechische Formelzeichen

α	$W/(m^2 \cdot K)$	Wärmeübergangskoeffizient
ε	–	Verdichtungsverhältnis
ζ	–	Umsetzungsgrad
η	–	Wirkungsgrad
η_v	–	Wirkungsgrad des vollkommenen Motors
$\eta_{th,v}$	–	Thermodyn. Wirkungsgrad bei Gleichraumverbr.
κ	–	Isentropenexponent
λ	–	Luftverhältnis
μ_i	–	Masseanteil der Komponente i

v_i	–	Mol-/Volumensanteil der Komponente i
π	–	Druckverhältnis
ρ	kg/m ³	Dichte
τ	s	Zeit
φ	°KW	Kurbelwinkel

Weitere Indizes und Abkürzungen

1D	eindimensional
AÖ	Auslass öffnet
B	Brennstoff
BMEP	Break Mean Effective Pressure (effektiver Mitteldruck)
COG	Center of Gravity of Combustion (=Schwerpunktlage der Verbrennung)
DK	Drosselklappe
E	Einlass
EOC	End of Combustion
ES	Einlassschluss
EZ	Einzelzyklus
FT	Flow-Tec (-Ventil)
HD	Hochdruck
HBR	Hauptbrennraum
i	Laufvariable (1, 2, ..., n)
i	indiziert
KI	Klopfintegral
KB	Klopfbeginn
KW	Kurbelwinkel
L	Luft
LLK	Ladeluftkühler
LW	Ladungswechsel
MFB	Mass Fraction Burnt
MZ	Methanzahl
MZ	Mittelzyklus
ND	Niederdruck
OT	Oberer Totpunkt
rL	reale Ladung
rV	reale Verbrennung
S	Surface (=Oberfläche)
SOC	Start of Combustion (=VB)
T	Turbine
UR	Umblasereserve
UT	unterer Totpunkt
uV	unvollkommene Verbrennung

V	Verdichter
VB	Verbrennungsbeginn (=SOC)
VD	Verbrennungsdauer
VK	Vorkammer
Ww	Wandwärme
ZWK	Zwischenkühler
ZYL	Zylinder

1 Einleitung

Begrenzte Ressourcen an flüssigen Kraftstoffen sowie das Bestreben den Schadstoffausstoß der Verbrennungskraftmaschine immer weiter zu minimieren, führten zu einer Renaissance des Gasmotors. Speziell in der dezentralen Energieversorgung durch Nutzung des flächendeckend verfügbaren Energieträgers Erdgas liegt das große Potential des Großgasmotors.

Des Weiteren eröffnet die Gasmotorentechnologie der Industrie die Möglichkeit, diverse Abfallgase (z.B. Gichtgas, Deponiegas, Klär- und Grubengas) mittels Verbrennung zu entsorgen und daraus über Generatoren Strom zu erzeugen. Wird ein stationärer Großgasmotor zu einem sogenannten BHKW (Blockheizkraftwerk) erweitert, lässt sich auch die anfallende Abwärme des Motors sinnvoll nutzen. Diese Abwärme kann industriellen Prozessen oder auch einem Fernwärmesystem zugeführt werden und erhöht somit den Gesamtwirkungsgrad der Anlage deutlich [1].

Die Entwicklungen der jüngsten Vergangenheit haben gezeigt, dass durch den Einsatz des Mager-Gasmotors höchste Wirkungsgrade bei gleichzeitig niedrigen Emissionen realisierbar sind. Heutige Großgasmotoren übertreffen teilweise die hohen Wirkungsgrade leistungsgleicher Dieselmotoren und besitzen zudem den Vorteil niedrigster Emissionen [2].

Bei der Weiterentwicklung der Gasmotoren liegt der Fokus auf der Steigerung von Wirkungsgrad und Leistung unter Einhaltung oder Senkung der Emissionen sowie auf der Steigerung der Robustheit, um einen nahezu wartungsfreien Betrieb zu ermöglichen. Für das Erreichen dieser Ziele besitzt vor allem die korrekte Auslegung des Verbrennungs- und Aufladesystems große Relevanz [3].

1.1 Aufgabenstellung und Zielsetzung

Um höchste Wirkungsgrade bei gleichzeitig geringen NO_x -Emissionen zu erreichen, ist eine Optimierung des Gesamtsystems unumgänglich. Dabei spielen der Ladungswechsel und vor allem die Verbrennung eine große Rolle. Die Verbrennung lässt sich über Lage, Dauer und Form der Brennrate beeinflussen. Zusätzliche Randbedingungen, wie beispielsweise unterschiedliche NO_x -Niveaus oder die Klopfgrenze, wirken sich direkt auf den Verbrennungsablauf aus und erfordern Kompromisse bei der Verbrennungsführung.

Ziel dieser Arbeit ist es, unter Berücksichtigung verschiedenster Randbedingungen den optimalen Brennverlauf eines Großgasmotors zu ermitteln. Dabei soll sich das Optimum nicht nur auf den maximalen Wirkungsgrad beziehen, sondern auch Kriterien wie Klopfen und Stickoxidbildung einschließen. Dies macht eine Bewertung der Klopfneigung durch geeignete Kenngrößen oder Modelle notwendig. Bei der Modellierung der NO_x -Bildung gilt es, die Vorkammer und den Hauptbrennraum getrennt zu berücksichtigen.

Die Arbeit soll, basierend auf vorhandenen Arbeiten, mittels 1D-Ladungswechselrechnung durchgeführt werden. Zur Darstellung der Wirkungsgrade soll eine Verlustanalyse dienen, welche ausgehend vom vollkommenen Motor die Teilverluste bewertet. Dadurch können etwaige Verbesserungspotentiale besser aufgezeigt werden.

1.2 Vorgehensweise

Die Ausgangsbasis dieser Arbeit stellte ein bereits vorhandenes äußerst komplexes Vollmotormodell dar. Um die Funktionalitäten des Modells sowie die darin enthaltenen Regelstrecken zu verstehen, war eine Analyse vorangegangener Arbeiten notwendig.

Für das Nachbilden der Verbrennung wurde ein geeigneter Ersatzbrennverlauf gesucht. Dies führte zur Auswahl der Vibe-Funktion, welche es ermöglicht mittels weniger Parameter einen Brennverlauf zu erzeugen. Aufgrund der wenigen Parameter lässt der Vibe-Ansatz relativ einfach systematische Variationen am Brennverlauf zu. Im Sinne einer einfachen Darstellung und um die Anzahl der, zur Definition der Form notwendigen, Parameter möglichst gering zu

halten, wurde auf vollkommen synthetische Brennverlaufsformen verzichtet.

Zunächst wurde der Ersatzbrennverlauf dem Simulationsmodell vorgegeben. Es wurde darauf verzichtet, den im Simulationsprogramm vorhandenen Baustein der Vibe-Funktion zu nutzen, da dieser den Funktionsumfang und vor allem die Erweiterbarkeit erheblich eingeschränkt hätte. Aus diesem Grund wurde dazu übergegangen, die Brennverlaufs-Funktion in ein benutzerdefiniertes Unterprogramm (User Model) zu implementieren.

Der Programmcode des Brennverlaufs wurde um einige Zusammenhänge erweitert. Dadurch werden die unverbrannten Anteile berücksichtigt und der Verbrennungsschwerpunkt, also der Flächenschwerpunkt der Verbrennung, wird berechnet. Zusätzlich wurde ein Unterprogramm entwickelt, welches die zylinderselektive Stickoxidbildung physikalisch korrekt abbildet. Das Ergebnis daraus wird im Modell zu einer Gesamtmotoremission weiterverarbeitet.

Im Hintergrund arbeitet ein weiteres Unterprogramm, welches für jeden Zylinder auf Basis von Druck und Temperatur ein Klopfintegral mitrechnet. Daraus konnte im Simulationsmodell eine Klopfkennung realisiert werden, um den simulierten Betriebspunkt hinsichtlich seiner Klopfneigung einordnen zu können.

Die größte Erweiterung des Modells betraf den Aufbau einer Regelstrecke. Diese hebt bei Bedarf das Verdichtungsverhältnis exakt so weit an, dass ein bestimmter Wert des Klopfintegrals erreicht wird. Das Motormodell besitzt somit die Möglichkeit, auf eine bestimmte Klopfneigung hinzuregeln.

Nachdem alle Unterprogramme entwickelt und getestet wurden, erfolgte die Abstimmung der Stickoxidbildung und der Klopfkennung. Dazu wurden Messpunkte des realen Motors analysiert und deren Brennverläufe ins Modell übertragen. Nach erfolgreicher Simulation wurden die Ergebnisse mit den Messpunkten verglichen. Somit konnte das Simulationsergebnis durch bedarfsgerechte Änderung bestimmter Parameter an die Messung angepasst werden.

Mit dem nun abgestimmten Modell war es möglich, die eigentlichen Untersuchungen zum optimalen Brennverlauf durchzuführen. Dazu wurden die Brennratenverläufe gezielt variiert. Die durch die Variationen entstandenen Änderungen wurden mittels anschließender Verlustanalyse erfasst, bewertet und verglichen.

Die Arbeit ist entsprechend obiger Vorgehensweise gegliedert:

In Kapitel 2 werden die für das weitere Verständnis der Arbeit wichtigsten Grundlagen erklärt. Dabei handelt es sich um die Arbeitsweise des 1D-Simulationsprogramms und um eine Erklärung zum Ablauf bzw. zur Berechnung der Verlustteilung. Zusätzlich wird auf den verwendeten Ersatzbrennverlauf – die Vibe-Funktion – eingegangen. Die beiden abschließenden Unterkapitel gehen kurz auf die Theorie der Stickoxidbildung sowie des Klopfens ein.

Kapitel 3 beschreibt den Modellaufbau. Dabei wird auf das Ausgangsmodell und die diversen Änderungen und Erweiterungen eingegangen. Es werden ausführlich die erstellten Unterprogramme erklärt. Abschließend wird die Funktion der Regelstrecke zum gezielten Erhöhen des Verdichtungsverhältnisses erläutert.

Um die Abstimmung des Modells mit Messpunkten geht es in Kapitel 4. Dieses umfasst die Abstimmung der beiden Stickoxidniveaus (500 und 200 mg/Nm^3) sowie die Ermittlung der motorspezifischen Klopfchwelle.

Kapitel 5 beschäftigt sich mit der Auswertung der Simulationen. Darin werden die Ergebnisse der Variationen mittels Verlustanalyse dargestellt und untereinander verglichen.

Das letzte Kapitel stellt eine Zusammenfassung der Arbeit dar und gibt einen Ausblick.

2 Theoretische Grundlagen

Dieses Kapitel beschäftigt sich mit den theoretischen Gesetzmäßigkeiten und Zusammenhängen, welche im Verlauf der Arbeit zur Anwendung kamen. Es wird dabei auf die Arbeitsweise der Simulationssoftware, auf die Ergebnisdarstellung mittels Verlustteilung und auf die beiden verbrennungstechnischen Themen der Stickoxidbildung und des Klopfens eingegangen, um das Verständnis der vorliegenden Arbeit zu erleichtern.

2.1 1D-Simulation

Zur Nachbildung des Großgasmotors diente die Simulationsumgebung *GT-Power* aus dem Softwarepaket *GT-Suite V7.2.0* der Firma *Gamma Technologies Inc.*. Es handelt sich dabei um ein eindimensionales Simulationsprogramm, auf dessen grundlegende Rechenmethodik nachfolgend kurz eingegangen wird. Einen tieferen Einblick gibt das *Flow Theory Manual* [4] der Software.

Die Software bietet die Möglichkeit zur klassischen Motorsimulation unter Vorgabe eines Brennratenverlaufs. Dabei können die Vorgänge der Verbrennung (z.B. durch Zwei-Zonen-Rechnung) sowie der zugehörige Ladungswechsel eines Mehrzylindermotors rechnerisch nachgebildet werden. Man spricht deshalb auch von der 1D-Ladungswechselrechnung. Der volle Funktionsumfang kann dem *Engine Performance Application Manual* [5] entnommen werden.

Bei der 1D-Simulation werden die Erhaltungsgleichungen für die Hauptströmungsrichtung aufgestellt. Dabei ist festgelegt, dass sich die physikalischen Größen normal zur Strömungsrichtung nicht ändern, sie werden über den Querschnitt A gemittelt.

Für die numerische Simulation ist eine örtliche und zeitliche Diskretisierung notwendig. Im Rahmen dieser Arbeit kam bei der Durchführung der Simulationen die explizite Methode zur Anwendung.

Das aus Rohren bestehende System wird in einzelne Teilvolumina unterteilt, welche über deren Ränder miteinander „kommunizieren“ (Abbildung 2-1). Im Zentrum der Volumina werden die skalaren Größen wie Druck p und Temperatur T ermittelt, an den Rändern die vektoriellen Größen wie Massenstrom \dot{m} und Strömungsgeschwindigkeit c .

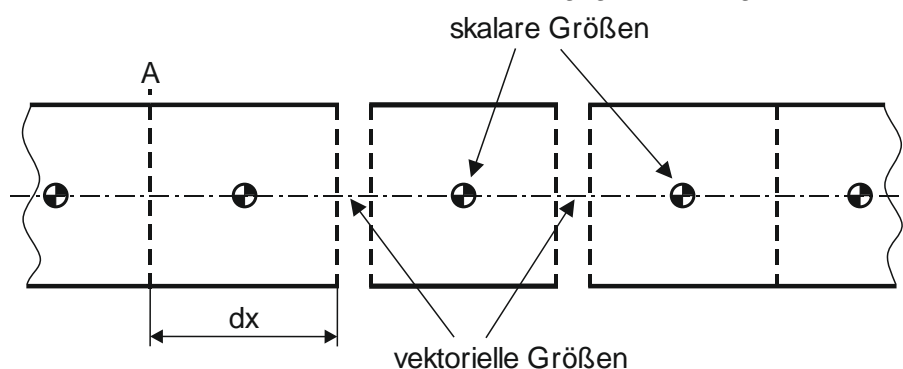


Abbildung 2-1: Diskretisierung in Teilvolumina

Bei dem gewählten expliziten Ansatz werden für jede Zelle die Hauptvariablen - Massenstrom, Dichte und innere Energie - mit Hilfe der Erhaltungsgleichungen für die Masse, die Energie und den Impuls errechnet [4]:

$$\text{Kontinuität:} \quad \frac{dm}{d\tau} = \sum_{\text{Rand}} \dot{m} \quad (2-1)$$

$$\text{Energie:} \quad \frac{d(me)}{d\tau} = -p \frac{dV}{d\tau} + \sum_{Rand} (\dot{m}h) - \alpha A_S (T_{Fluid} - T_{Wand}) \quad (2-2)$$

$$\text{Impuls:} \quad \frac{d\dot{m}}{d\tau} = \frac{dpA + \sum_{Rand} (\dot{m}c) - 4 C_f \frac{\rho c |c|}{2} \frac{dxA}{D} - C_f \left(\frac{1}{2} \rho c |c| \right) A}{dx} \quad (2-3)$$

2.2 Verlustteilung

Bei der Verbrennungskraftmaschine erfolgt, wie bei technische Maschinen und Prozessen im Allgemeinen, die Beurteilung der Effizienz über den Wirkungsgrad. Neben der Betrachtung der Energieflüsse im Motorinneren kommt oftmals die Methodik der Verlustteilung, auch Verlustanalyse genannt, zur Anwendung. Aus solch einer Analyse resultiert eine detaillierte Darstellung, welche eine Auflistung und Quantifizierung von theoretisch vermeidbaren Einzelverlusten enthält.

Dabei liegt der Fokus auf dem Wirkungsgrad, mit welchem die, durch die Verbrennung freigesetzte, Brennstoffwärme in Nutzarbeit umgewandelt wird. Die während dieses Vorgangs entstehenden Verluste stellen Wirkungsgraddifferenzen dar, also Arbeitsdifferenzen bezogen auf die gesamt zugeführte Brennstoffenergie. Solche Differenzen zeigen das Optimierungspotential des jeweiligen Teilbereichs auf.

In dieser Arbeit werden ausgehend vom Wirkungsgrad des vollkommenen Motors mit realer Ladung η_{vrL} die Teilverluste subtrahiert und ergeben den inneren bzw. indizierten Wirkungsgrad η_i :

$$\eta_i = \eta_{vrL} - \Delta\eta_{uV} - \Delta\eta_{rV} - \Delta\eta_{Ww} - \Delta\eta_{Lw} \quad (2-4)$$

Gegenüber der in [6] dargestellten Verlustteilung, werden hier die Teilverluste durch Leckage und Überströmen nicht berücksichtigt. Auf diese konnte wegen ihres geringen Einflusses bzw. deren vernachlässigbarer Größenordnung verzichtet werden.

Im Folgenden wird auf die einzelnen Verluste eingegangen. Für einen tieferen Einblick sei auf *Thermodynamik der Verbrennungskraftmaschine* [6] verwiesen.

2.2.1 Einfluss durch reale Ladung

Laut Definition des vollkommenen Motors [6] findet die Füllung des Zylinders mit Frischladung vom Zustand vor Einlass in UT statt. In Abbildung 2-2 startet die Kompressionslinie deshalb im Punkt 1_v , beim Druck des Einlasskanals p_E .

Der Zustand der realen Ladung wird durch Drosselverluste, Erwärmungen im Einlass und das Restgas des vorigen Arbeitsspiels beeinflusst, d.h. die Stoffeigenschaften des Arbeitsgases verändern sich. Die Kompressionslinie des wirklichen Motors verschiebt sich gegenüber der des vollkommenen Motors.

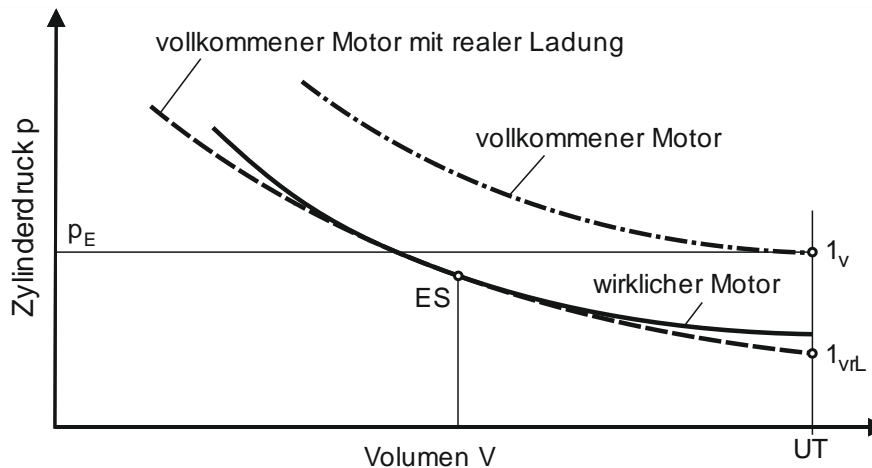


Abbildung 2-2: Reale Ladung

Um den Einfluss der realen Ladung zu erfassen wird ein Prozess festgelegt, welcher bei Einlassschluss ES die idente Ladung des wirklichen Motors aufweist, jedoch ansonsten in allen Annahmen dem vollkommenen Motor entspricht. Der sich daraus ergebende Wirkungsgrad des vollkommenen Motors mit realer Ladung η_{vrL} ist - in dieser Arbeit - der theoretisch maximal erreichbare Wirkungsgrad und stellt den Ausgangswert der Verlustteilung dar (Siehe Gleichung (2-4)).

2.2.2 Verlust durch unvollkommene Verbrennung

Bei einer realen Verbrennung kann das chemische Gleichgewicht nicht erreicht werden. Es ergibt sich ein Verlust durch die unvollkommene Verbrennung $\Delta\eta_{uV}$, auch Umsetzungsverlust genannt.

$$\Delta\eta_{uV} = \eta_{vrL} - \eta_{uV} = \frac{W_{vrL} - W_{uV}}{Q_B} \quad (2-5)$$

Die Arbeit W_{vrL} entspricht der inneren Arbeit eines adiabaten Hochdruckprozesses mit Gleichraumverbrennung entsprechend vorherigem Kapitel. Bei der Ermittlung von W_{uV} findet die Verbrennung unvollkommen statt, es steht nur die tatsächlich umgesetzte Kraftstoffenergie zur Verfügung. Zur Definition von $\Delta\eta_{uV}$ werden jedoch beide Arbeiten auf die gesamt zugeführte Energie des Kraftstoffs Q_B bezogen.

Im weiteren Verlauf der Arbeit wird zur Beschreibung der unvollkommenen Verbrennung der Umsetzungsgrad ζ (= ZETA) verwendet. Dieser gibt den tatsächlich umgesetzten Anteil der zugeführten Kraftstoffenergie an. ζ stellt ein Energieverhältnis dar und ergibt durch Multiplikation mit dem Wirkungsgrad des vollkommenen Motors den Umsetzungsverlust:

$$\Delta\eta_{uV} = \eta_v \cdot (1 - \zeta) \quad (2-6)$$

2.2.3 Verlust durch realen Verbrennungsablauf

Die bisher definierten Wirkungsgrade setzen eine Gleichraumverbrennung in OT voraus. Im wirklichen Motor kann dieser Idealprozess jedoch nicht verwirklicht werden, da sich die reale Verbrennung über einige Grad Kurbelwinkel erstreckt. Der dadurch entstehende Arbeitsverlust ist in Abbildung 2-3 durch die Flächendifferenz dargestellt.

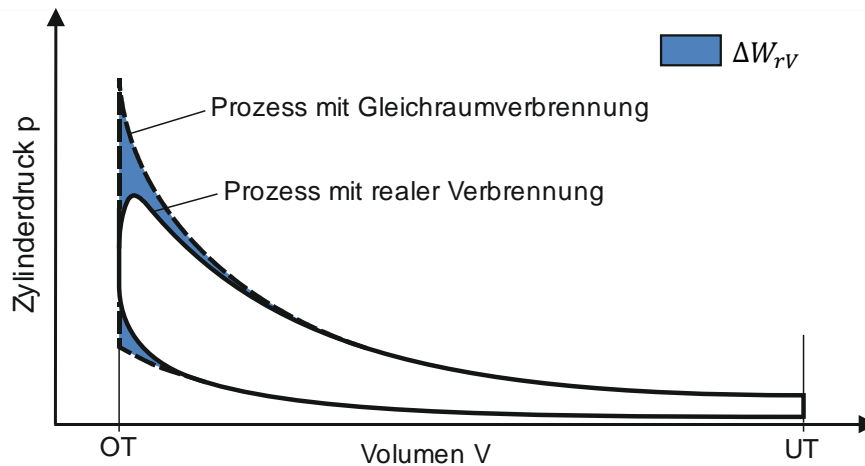


Abbildung 2-3: Verbrennungsverlust

Bezieht man die Arbeitsdifferenz der beiden Hochdruckprozesse wieder auf die zugeführte Energie Q_B , so erhält man den Umsetzungsverlust $\Delta\eta_{rV}$:

$$\Delta\eta_{rV} = \eta_{uV} - \eta_{rV} = \frac{W_{uV} - W_{rV}}{Q_B} \quad (2-7)$$

W_{rV} entspricht dabei der inneren Arbeit des vorherigen Abschnitts mit realem Verbrennungsablauf.

2.2.4 Verlust durch Wandwärmeverlust

Einen wesentlichen Verlust erzeugt die Wärme, welche ungenutzt durch die Brennraumwände entweicht. Diese Wärmeenergie reduziert die eingeschlossene Fläche des Prozesses im p,V-Diagramm und damit die zur Verfügung stehende Arbeit.

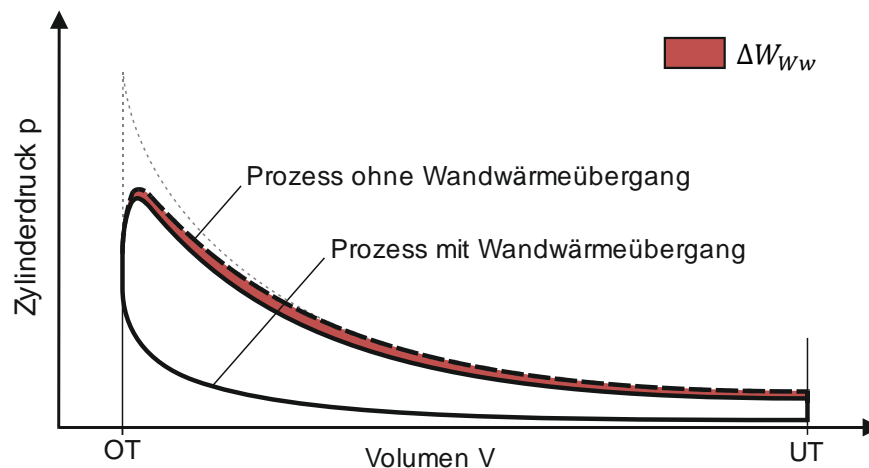


Abbildung 2-4: Wandwärmeverlust

Der Wandwärmeverlust $\Delta\eta_{WW}$ wird aus der Differenz der Arbeiten des Hochdruckprozesses ohne und mit Wärmeübergang bezogen auf die zugeführte Energie ermittelt:

$$\Delta\eta_{WW} = \eta_{rV} - \eta_{WW} = \frac{W_{rV} - W_{WW}}{Q_B} \quad (2-8)$$

Der Verbrennungsverlust und Wandwärmeverlust stehen miteinander in Wechselwirkung. Eine Verbrennung nahe dem oberen Totpunkt reduziert zwar den Verbrennungsverlust, wirkt sich jedoch negativ auf den Wandwärmeverlust aus, da eine in OT-Nähe abgeführte Wärmeenergie größere Verluste erzeugt.

2.2.5 Verlust durch realen Ladungswechsel

Alle bisher erläuterten Verluste beziehen sich rein auf den Hochdruckteil des Arbeitsspieles.

Geht man von der Annahme ab, dass der isochore Ladungsaustausch in UT ohne Arbeitsaufwand von statten geht, so entsteht der Ladungswechselverlust $\Delta\eta_{LW}$. Für den tatsächlichen Ladungswechsel ist ein Arbeitsaufwand, welcher der eingefärbten Fläche in Abbildung 2-5 entspricht, notwendig.

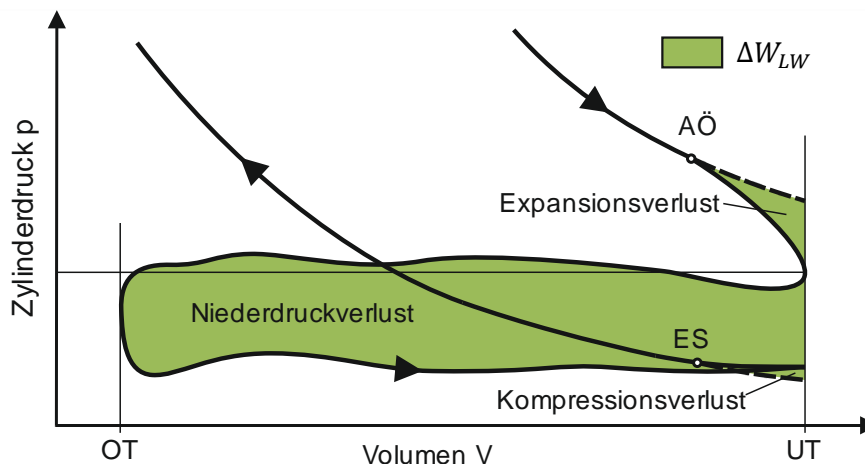


Abbildung 2-5: Ladungswechselverlust

Da sich alle bisherigen Verluste ausschließlich auf den Hochdruckteil bezogen, wird der daraus ermittelte Wirkungsgrad im Weiteren mit $\eta_{i,HD}$ bezeichnet. Dieser Wirkungsgrad entspricht exakt dem Wirkungsgrad nach Berücksichtigung des Wandwärmeverlusts, d. h. $\eta_{i,HD} = \eta_{Ww}$.

$$\Delta\eta_{LW} = \eta_{i,HD} - \eta_i = \frac{W_{i,HD} - W_i}{Q_B} \quad (2-9)$$

Die indizierte Arbeit W_i ergibt sich aus dem Integral $\oint p dV$ des Druckverlaufs über das gesamte Arbeitsspiel.

Dividiert man die innere Arbeit W_i durch das Hubvolumen V_H , so entsteht mit dem indizierten Mitteldruck p_i eine charakteristische Größe für die Leistungsfähigkeit eines Motors.

2.3 Brennverlaufsmodell

Für die Durchführung einer Vollmotorsimulation ist es notwendig einen Brennratenverlauf vorzugeben. Solch ein Verlauf entsteht entweder aus der Analyse eines am Prüfstand gemessenen Druckverlaufs, aus einem Modell der Verbrennungssimulation oder es kommt ein Ersatzbrennverlauf in Form einer mathematischen Funktion zur Anwendung [6].

Im Allgemeinen werden bei der Motorprozessrechnung die komplexen physikalischen und chemischen Vorgänge während der Verbrennung auf die Zufuhr des Brennstoffs in Form von Wärmeenergie Q_B reduziert. Wird die zugeführte Energie nach dem Kurbelwinkel abgeleitet, so spricht man von der Brennrate $dQ_B/d\varphi$. Über den Heizwert H_u des Kraftstoffs besteht ein direkter Zusammenhang zwischen Energie Q_B und Kraftstoffmasse m_B :

$$\frac{dQ_B}{d\varphi} = H_u \frac{dm_B}{d\varphi} \quad (2-10)$$

2.3.1 Vibe Brennratenverlauf

Die Vibe-Funktion versucht einen realen Verbrennungsablauf mittels einer mathematischen Funktion anzunähern, es wird deshalb von einem Ersatzbrennverlauf gesprochen.

Die 1970 von Prof. Vibe eingeführte Gleichung der Durchbrennfunktion liefert Ergebnisse, welche mit den physikalischen Auswirkungen des chemischen Umwandlungsprozesses in Verbrennungsmotoren übereinstimmen. Er spricht deshalb von einer halbempirischen Gleichung für die motorische Verbrennung [7].

Vibe entwickelte folgenden exponentiellen Zusammenhang zur Beschreibung der Umsetzrate bzw. des verbrannten Kraftstoffanteils $Q_B/Q_{B,ges}$:

$$\frac{Q_B}{Q_{B,ges}} = 1 - \exp \left[C \left(\frac{\varphi - \varphi_{VB}}{\Delta\varphi_{VD}} \right)^{(m+1)} \right] \quad (2-11)$$

Darin beschreibt φ_{VB} den Kurbelwinkel bei Verbrennungsbeginn und $\Delta\varphi_{VD}$ den Kurbelwinkelbereich während der Verbrennung, also die Verbrennungsdauer in °KW. Die dimensionslose Variable m beschreibt den Verbrennungscharakter des Brennratenverlaufs, im Weiteren als Formfaktor bezeichnet.

Zur Bestimmung der Konstante C muss erst das Ende der Verbrennung definiert werden. Da sich die Umsetzrate der Abszisse asymptotisch nähert wird festgelegt, dass bei einem Kraftstoffumsatz von 99.9% ($Q_B/Q_{B,ges} = 0.999$) das Verbrennungsende ($\varphi = \varphi_{VB} + \Delta\varphi_{VD}$) erreicht ist. Setzt man diese Werte in Gleichung (2-11) ein, so resultiert für die Konstante nach Umformung: $C = \ln(1 - 0.999) = -6.908$.

Um die Geschwindigkeit der Verbrennung darzustellen, wird obige Gleichung nach dem Kurbelwinkel differenziert und man erhält die Brennrate $dQ_B/d\varphi$:

$$\frac{dQ_B}{d\varphi} = \frac{Q_{B,ges}}{\Delta\varphi_{VD}} (-C)(m+1) \left(\frac{\varphi - \varphi_{VB}}{\Delta\varphi_{VD}} \right)^m \exp \left[C \left(\frac{\varphi - \varphi_{VB}}{\Delta\varphi_{VD}} \right)^{(m+1)} \right] \quad (2-12)$$

Mit Hilfe dieses Zusammenhangs lässt sich nun ein Brennratenverlauf nach Vibe durch festlegen der 3 Parameter Formfaktor m , Verbrennungsbeginn φ_{VB} und Verbrennungsdauer $\Delta\varphi_{VD}$ relativ einfach erzeugen.

Damit der Einfluss des Formfaktors m allein gezeigt werden kann, empfiehlt es sich, für den Fortschritt der Verbrennung, die relative Brenndauer mit $0 \leq (\varphi - \varphi_{VB}) / \Delta\varphi_{VD} \leq 1$ einzuführen. So können die Verläufe der Gleichungen von Verbrennungsbeginn und -dauer entkoppelt dargestellt werden:

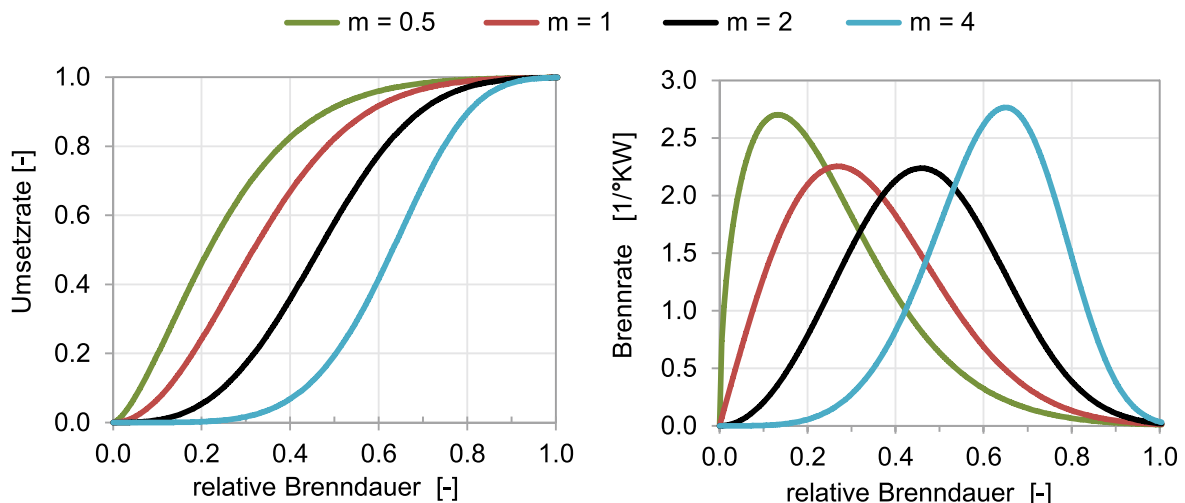


Abbildung 2-6: Vibe-Verläufe unterschiedlicher Formfaktoren

Es zeigt sich, dass für $m = 2$ ein symmetrischer Brennverlauf entsteht. Für Formfaktoren unter 2 steigt der Umsatz zu Beginn, der Brennverlauf neigt sich nach links. Bei Formfaktoren größer als 2 verschiebt sich der Hauptumsatz nach spät.

2.3.2 Doppel-Vibe Brennratenverlauf

Reicht die Anwendung einer Einfach-Vibe-Funktion nicht aus um einen speziellen Brennverlauf zu modellieren bzw. einzupassen, so besteht die Möglichkeit den Verlauf um eine zweite Vibe-Funktion zu erweitern.

Der in dieser Arbeit modellierte Gasmotor besitzt wegen seines relativ großen Zylindervolumens eine Vorkammer als Zündverstärker. In der Vorkammer erfolgt die Zündung auf herkömmlichem Weg mittels Zündfunken. Die daraufhin aus der Vorkammer austretenden Flammenfackeln entzünden die Ladung im Hauptbrennraum. Aufgrund dieser Tatsache bietet es sich an, die Vorkammer durch einen eigenen Ersatzbrennverlauf zu berücksichtigen.

Um einen Doppel-Vibe-Brennverlauf zu beschreiben, sind zwei Einfach-Vibe mit jeweils eigenem Verbrennungsbeginn $\varphi_{VB,i}$, Verbrennungsdauer $\varphi_{VD,i}$ und Formfaktor m_i notwendig.

Zuerst müssen die Energieanteile $Q_{B,i}$ festgelegt werden:

$$Q_{B,1} = x \cdot Q_{B,ges} \text{ und } Q_{B,2} = (1 - x) \cdot Q_{B,ges} \quad (2-13)$$

Nun können die Brennraten von Vibe 1/ Vibe 2 bestimmt werden:

$$\frac{dQ_{B,i}}{d\varphi} = \frac{Q_{B,i}}{\Delta\varphi_{VD,i}} (-C)(m_i + 1) \left(\frac{\varphi - \varphi_{VB,i}}{\Delta\varphi_{VD,i}} \right)^{m_i} \exp \left[C \left(\frac{\varphi - \varphi_{VB,i}}{\Delta\varphi_{VD,i}} \right)^{(m_i+1)} \right] \quad (2-14)$$

Wobei gilt: $\varphi_{VB,i} \leq \varphi \leq (\varphi_{VB,i} + \Delta\varphi_{VD,i})$

Schlussendlich gilt für die Summation der beiden Brennraten:

$$\frac{dQ_B}{d\varphi} = \frac{dQ_{B,1}}{d\varphi} + \frac{dQ_{B,2}}{d\varphi} \quad (2-15)$$

In Abbildung 2-7 ist die additive Zusammensetzung eines exemplarische Doppel-Vibe-Verlaufs ersichtlich.

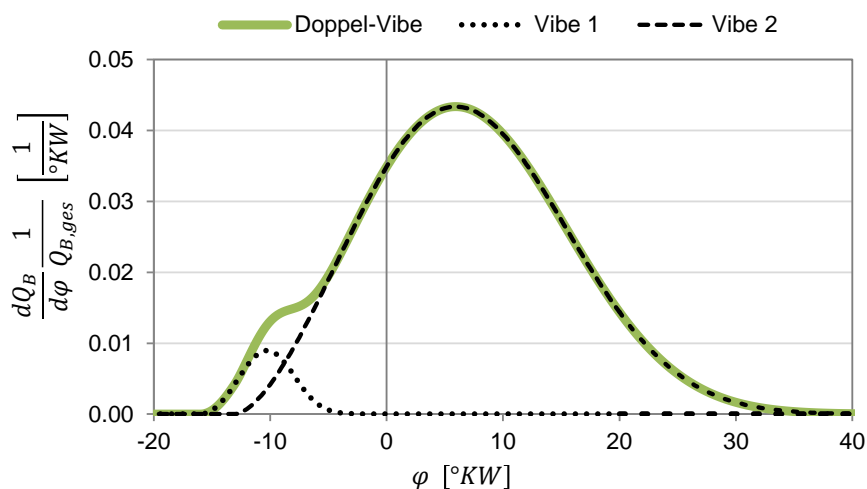


Abbildung 2-7: Doppel-Vibe-Brennverlauf

2.4 Stickoxidbildung

Bei der Optimierung einer motorischen Verbrennung ist neben dem Streben nach Effizienz bzw. hohen Wirkungsgraden auch der Schadstoffausstoß zu berücksichtigen. In einer Verbrennungskraftmaschine entstehen zusätzlich zu den allgemeinen Verbrennungsprodukten CO_2 und H_2O die Schadstoffe Kohlenmonoxid (CO), Kohlenwasserstoffe (HC), Partikel und Stickoxide (NO_x). Bei den Gasmotoren liegt besonderes Augenmerk auf Einhaltung des Stickoxidausstoßes. Dieser wurde durch den Gesetzgeber mittels entsprechender Grenzwerte stark reglementiert (Siehe [8]). Die Stickoxidgrenzwerte reduzieren bzw. beschränken den erreichbaren Wirkungsgrad, man spricht vom ungünstigen Trade-Off zwischen Wirkungsgrad und NO_x -Emissionen.

Die NO_x entstehen aus dem Verbrennungsvorgang bei hohen Temperaturen unter Sauerstoffüberschuss. Änderungen des Verbrennungsablaufes haben somit direkten Einfluss auf die Bildungsmechanismen. Das beim Verbrennungsprozess hauptsächlich entstehende Stickstoffmonoxid (NO) wandelt sich unter atmosphärischen Bedingungen fast vollständig in Stickstoffdioxid (NO_2) um.

Prinzipiell wird das NO auf vier verschiedenen Wegen gebildet. Bei hohen Temperaturen entsteht nach dem Zeldovich-Mechanismus das thermische NO aus dem Luftstickstoff. Des Weiteren gibt es noch das Prompt-NO, das über den N_2O -Mechanismus gebildete NO und schlussendlich das Brennstoff-NO. Bei den meisten Betriebspunkten dominiert der durch den Zeldovich-Mechanismus erzeugte Anteil [9].

Im Rahmen der Simulationen kam ein am Institut erprobtes reaktionskinetisches Modell für die Stickoxidbildung zur Anwendung. Das von *Pattas & Häfner* [10] publizierte 6-Gleichungs-Modell stellt sich wie folgt dar.

Nach Zeldovich und Muzio:



Heywood fügte noch hinzu:



Lavoie u. a. erweiterte um:



Das als Ausgangsprodukt dienende N_2O wird nach folgenden Mechanismen gebildet:



Der Umstand, dass bei diesen 6 Reaktionen nur jeweils ein Atom ausgetauscht wird, bewirkt gegenüber anderen Mechanismen ein wesentlich häufigeres Auftreten, sodass andere Bildungsreaktionen vernachlässigt werden können.

2.5 Klopfen

Das Phänomen des Klopfens tritt durch Selbstzündung in der noch nicht von der Flammenfront erfassten Zone – dem Endgas – auf. Bei fremdgezündeten Motoren läuft die Flammenfront durch das Zylindervolumen, der damit einhergehende Druckanstieg aus Kompression und Verbrennung erhöht die Temperatur in der unverbrannten Zone. Überschreitet diese Temperatur eine gewisse Schwelle, so ist der Wärmeeintrag in der noch nicht von der Verbrennung erfassten Zone groß genug und es kommt zu einer unvermeidbaren, sehr raschen Energiefreisetzung. Dieses schlagartige Freiwerden von Energie führt zu hochfrequenten Druckschwingungen mit hoher Amplitude. Solche Druckschwingungen sind dem normalen Zylinderdruckverlauf überlagert und besitzen großes Schädigungspotential für die druckbeaufschlagten Bauteile.

Abbildung 2-8 zeigt links einen normalen Druckverlauf bei nicht klopfender Verbrennung. Verschiebt sich die Verbrennung Richtung früh, so beginnt das Klopfen, die Druckamplituden steigen an.

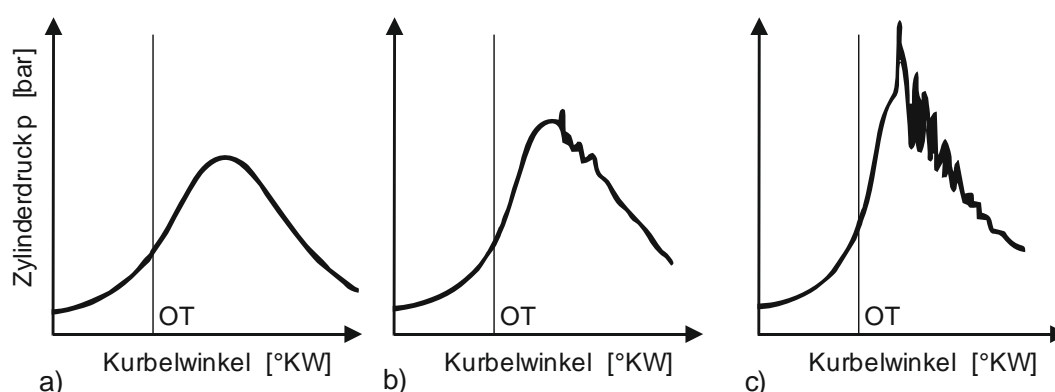


Abbildung 2-8: Druckverläufe: a) nicht klopfend, b) leicht klopfend, c) stark klopfend

Speziell für den Betrieb von stationären Großgasmotoren, die größtenteils an der Vollast betrieben werden, stellt das Klopfen bzw. die Klopfneigung eine der wesentlichsten Randbedingungen dar. Klopfender Betrieb begrenzt die erreichbare Last und das für einen hohen Motorwirkungsgrad wichtige Verdichtungsverhältnis und wirkt sich somit unmittelbar auf die Auslegung des Verbrennungskonzepts aus.

2.5.1 Methanzahl

Bei Gasgemischen beschreibt die Methanzahl (MZ), äquivalent der Oktanzahl bei Ottokraftstoffen, die Klopfneigung des Kraftstoffs. Sie gibt das prozentuale Mischungsverhältnis von Methan und Wasserstoff eines Vergleichsgases, das am Einzylinder-Prüfmotor die idente Klopfstärke wie das zu untersuchende Gasgemisch besitzt, an. Eine MZ von 100 bedeutet reines klopfestes Methan und kein Wasserstoff. Eine MZ von 0 deutet auf 100 Vol.-% klopfreudigen Wasserstoff. Als Beispiel sei das Erdgas aus dem Netz der Stadt Graz mit einer MZ von 92 angeführt, was einem Gemisch aus 92 % Methan und 8 % Wasserstoff entspricht [9].

2.5.2 Klopfintegral

Um im Rahmen der Verbrennungssimulation auf die Klopfhäufigkeit zu schließen, gibt es eine Reihe von unterschiedlichen Ansätzen. Bei der vorliegenden Arbeit kam ein null-dimensionales Modell zur Klopfenerkennung zum Einsatz. Dimitrov et al. [11] entwickelte ein sogenanntes Klopfzeitpunktmodell zur Vorausberechnung der Klopfhäufigkeit.

Das Modell basiert auf dem Gedanken, dass es zum Klopfen kommt, falls die in der unverbrannten Zone gebildeten Radikale eine bestimmte Konzentration erreichen. Die zeitliche Zunahme der Radikalkonzentration während des Verdichtungsstabs und der anschließenden Verbrennung wird durch folgende Arrhenius-Beziehung beschrieben:

$$I_K = \int_{t_{ES}}^{t_{KB}} p^n e^{-\frac{E}{RT_u}} dt \quad (2-22)$$

Bei diesem von Einlassschluss (ES) bis Klopfbeginn (KB) laufenden Integral geht der Druck über einen Exponenten n ein. E beschreibt die Aktivierungsenergie des Kraftstoffes, R die Gaskonstante und T_u die Temperatur der unverbrannten Ladung.

Da Aktivierungsenergie und Gaskonstante Eigenschaften des Arbeitsgases sind, interpretiert Dimitrov E/R als eine Art Aktivierungstemperatur. Er stellt diese Temperatur als Funktion der Methanzahl dar und erklärt, dass sich eine Abhängigkeit der Methanzahl, durch eine Anpassung des Klopfmodells unter Berücksichtigung von Motormessungen, in Form einer linearen Funktion ergab. Daraus resultiert ein Klopfintegral mit den Modell-Konstanten a , b und n , abhängig von Druck, Temperatur und Methanzahl:

$$I_K = \int_{t_{ES}}^{t_{KB}} p^n e^{-\frac{aMZ+b}{T_u}} dt \quad (2-23)$$

Wird bei der Simulation eines Arbeitsspiels zwischen Verbrennungsbeginn und –ende ein bestimmter Schwellwert durch das Integral I_K erreicht, so kann dieser Zyklus als klopfend bezeichnet werden. Die Ermittlung dieser Schwelle wird in Kapitel 4.2.1 beschrieben.

3 Modellaufbau

Dieses Kapitel beschäftigt sich mit der Modellierung des Großgasmotors in der Simulationsumgebung *GT-Power*. Die grundlegende Arbeitsweise der Software wurde bereits in Kapitel 2.1 dargelegt.

GT-Power verfügt über eine umfangreiche Bibliothek, welche alle motorrelevanten Bauteile wie Rohrleitungen, Ventile, Kühler, Zylinder usw. sowie auch Logik-Bausteine zur Steuerung und Regelung des Modells enthält. Die in die Modellierungsumgebung eingefügten Bausteine besitzen eine Vielzahl von Parametern, welche vom Anwender festgelegt werden müssen, sowie diverse funktionelle Zusammenhänge, um eine möglichst realitätsnahe Nachbildung des Gesamtmotors zu gewährleisten.

In nachfolgender Abbildung ist der Großgasmotor durch seine wichtigsten mechanischen Bauteile dargestellt.

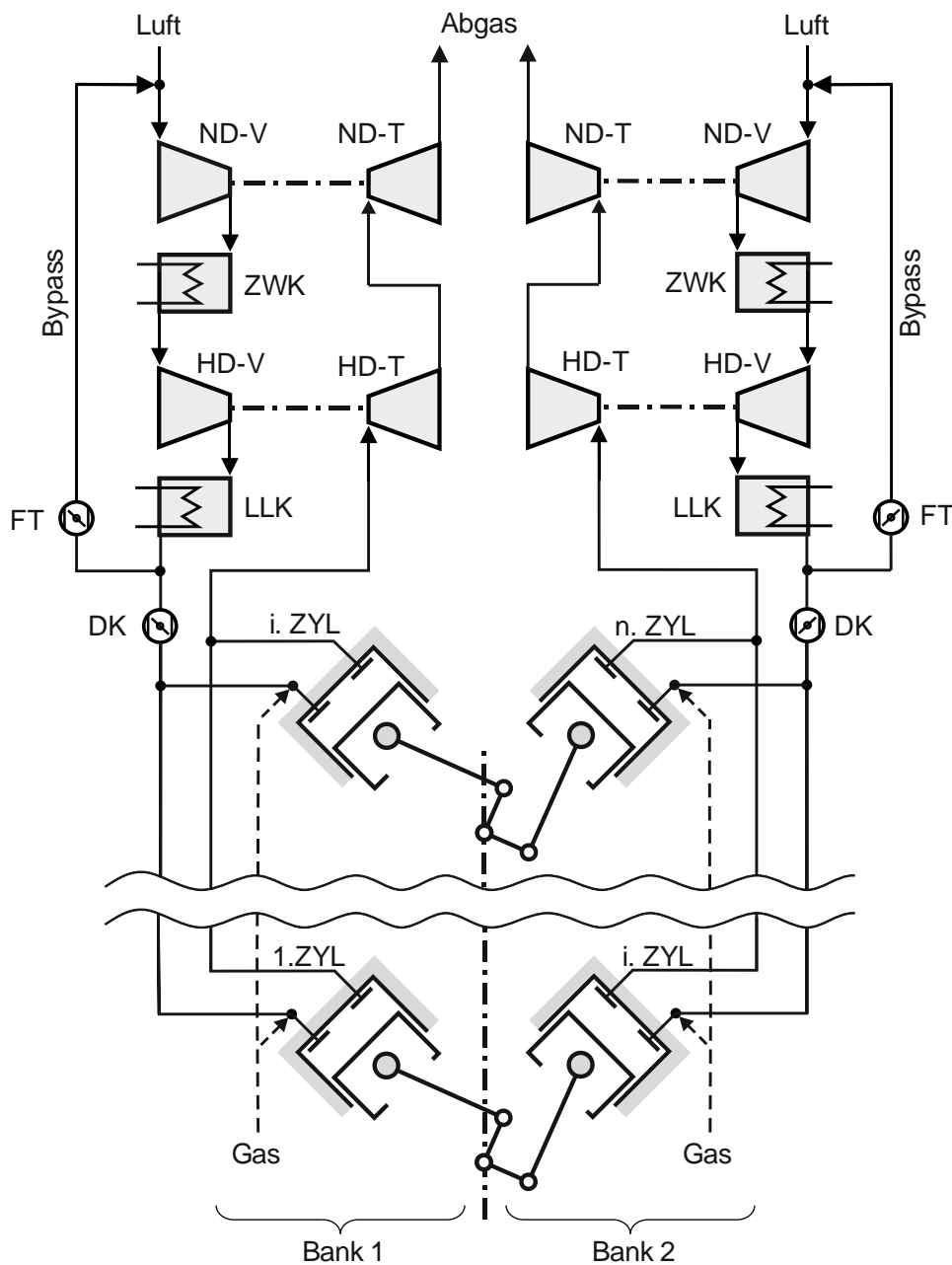


Abbildung 3-1: Prinzipskizze des Gasmotors

Es handelt sich dabei um einen Mehrzylindermotor in V-Anordnung. Jede der zwei Banken wird über zwei Verdichter (V) mit dazwischenliegendem Kühler (ZWK) und einem

nachgeschalteten Ladeluftkühler (LLK) mit verdichteter Ansaugluft versorgt. Das Erdgas wird unmittelbar vor jedem Zylinder ins Saugrohr eingeblasen (Port-Injection). Die Vollastregelung erfolgt bei voll geöffneter Drosselklappe (DK) über ein sogenanntes Flow-Tec-Ventil (FT), welches den Massenstrom über eine Bypassstrecke regelt. Nach dem Verlassen der Zylinder wird das verbrannte Abgas zuerst über eine Hochdruck- (HD-T) und dann über eine Niederdruckturbine (ND-T) auf den Umgebungszustand entspannt. Das Gesamtsystem der Aufladung, welches die beiden Abgasturbolader sowie die Kühler enthält, wird im Weiteren als Aufladegruppe bezeichnet.

3.1 Ausgangsmodell

Das Grundmodell des Vollmotors wurde bereits im Rahmen einer vorhergehenden Diplomarbeit [12] am Institut erstellt. Basierend darauf soll dieses Kapitel die Arbeitsweise des Modells hinsichtlich seiner Randbedingungen sowie die implementierten Regelstrategien vereinfacht erläutern.

3.1.1 Randbedingungen

Zusammengefasst die wichtigsten Eckdaten und Vorgaben des Simulationsmodells:

- **Kraftstoff**

Hier wurde Erdgas mit einer Methanzahl von 92 gewählt. Der untere Heizwert wird, genauso wie die exakte Gaszusammensetzung, als Eingabewert vorgegeben.

- **Ansaugluft**

Der Umgebungszustand der Ansaugluft wurde hinsichtlich Temperatur, Atmosphärendruck sowie Feuchtigkeit durch realitätsnahe Werte definiert.

- **Brennverlauf**

Dieser stellt die Grundlage der Verbrennung dar. Er wird für die einzelnen Zylinder über einen Unterprogramm berechnet (Siehe Kapitel 3.2.1). Zum Zwecke der Modellabstimmung können die Brennverläufe diverser Messungen tabellarisch ins Modell übertragen werden.

- **Wandwärme**

Bei der Modellierung des zylinderinternen Wandwärmeübergangs kam der Ansatz von Woschni-Huber [6] mit einem Korrekturfaktor von 0,7 zum Einsatz.

- **Temperaturen**

Falls erforderlich wurden die bekannten Wandtemperaturen diverser Bauteile übernommen.

Im betrachteten Fall wurde die Temperatur nach dem Ladeluftkühler mit 50 °C festgelegt.

- **Aufladegruppe**

Das Verhältnis der beiden Druckverhältnisse, also jenes des Niederdruckverdichters zu dem des Hochdruckverdichters, wurde mit einem Wert von 1,7 fixiert. Allen 4 Strömungsmaschinen sind Kennfelder hinterlegt. Der Umstand, dass ein stationärer Gasmotor für einen bestimmten Betriebspunkt ausgelegt ist, gilt auch für die zugehörige Aufladegruppe. Um jedoch Variationsrechnungen durchzuführen, gibt es die Möglichkeit die Kennfelder der Maschinen zu skalieren. Dadurch wird gewährleistet, dass die ND-Verdichter den Fahrbarkeitsbereich nicht verlassen.

Die einzelnen Wirkungsgrade der Strömungsmaschinen wurden aus dem realen Betrieb übernommen und als unveränderlich vorgegeben.

3.1.2 Regelstrategien

Die Simulationsumgebung *GT-Power* stellt als übergeordneten Regelbaustein einen PID-Regler zur Verfügung. Ein solcher kann, je nach Bedarf, auf einen Integral-, Proportional oder PI-Regler reduziert werden. Zusammen mit logischen Funktionsbausteinen sind so komplexe Regelstrecken realisierbar.

Um ausgehend von der Initialisierung im Laufe der Simulationszyklen auf die geforderten Ziel- bzw. Sollwerte zu kommen, sind im Modell eine Vielzahl diverser Regelstrecken inkludiert. Die Abstimmung dieser Regelkreisläufe und im Speziellen deren Konvergenzverhalten beeinflussen direkt die Stabilität und Geschwindigkeit der Simulationen.

Im Folgenden wird vereinfacht auf die Stell- und Zielgrößen eingegangen:

- **Regelung des Mitteldrucks**

Der *Brake Mean Effective Pressure* (BMEP) wird im Modell über einen Sensor von der Kurbelwelle abgegriffen. Um auf den BMEP Einfluss zu nehmen, wird über Verstellung der Flow-Tec-Ventile der Bypass-Massenstrom so lange verändert bis der gewünschte Mitteldruck erreicht ist.

Stellgröße: Stellung der Flow-Tec-Ventile

- **Regelung der Stickoxidemissionen**

Die Entstehung der Stickoxide hängt stark von der Verbrennungslage und dem Luftverhältnis ab. Um die geforderten NO_x-Grenzwerte zu erreichen, wird das zu realisierende Luftverhältnis angepasst.

Stellgröße: globales Luftverhältnis

- **Regelung des globalen Luftverhältnisses**

Im Modell befindet sich die Lambda-Messstelle nach der Niederdruckturbine. Die Regelung des Luftverhältnisses erfolgt über die Öffnungsdauer der Gaseinblaseventile. Dabei greift der Regler ausschließlich auf den Schließzeitpunkt der Ventile ein, der Öffnungszeitpunkt bleibt immer unverändert. Die Zielgröße des Lambda ist aus der Regelung der Stickoxide übernommen.

Stellgröße: Öffnungsdauer der Gaseinblaseventile

- **Regelung der Spitzendruck-Gleichstellung**

Durch die Gasdynamik im Ansaugsystem unterscheiden sich die Ladungsmassen der einzelnen Zylinder. Aus emissionstechnischen Gründen ist es wichtig das gleiche Lambda über alle Zylinder zu realisieren. Des Weiteren ist es zielführend alle Zylinder, da diese konstruktiv auf einen Maximaldruck ausgelegt wurden, bei gleichem Spitzendruck zu betreiben.

Um diese beiden Forderungen zu erfüllen wird nach der globalen Lambdaregelung noch zylinderselektiv auf die Gaseinblasemenge eingegriffen.

Stellgröße: Öffnungsdauer der Gaseinblaseventile

- **Regelung der Umblasereserve**

Um verschiedene Rechnungen miteinander zu vergleichen wird die Umblasereserve (*UR*) konstant gehalten. Diese ist definiert als

$$UR = \frac{\dot{m}_{Bypass}}{\dot{m}_{Ansaugluft}} \quad (3-1)$$

und beschreibt das Verhältnis der über die Verdichter-Bypassstrecke strömenden Masse zur aus der Umgebung angesaugten Luftmasse (Siehe Abbildung 3-1).

Das Vorhalten einer gewissen *UR* ist notwendig, um Luftdruckschwankungen und

Verschleißerscheinungen des Motors ausgleichen zu können. Als Stellgröße zum Einhalten der UR dient die Größe der Abgasturbinen. Über einen Faktor werden direkt die Turbinenkennfelder durch Skalierung deren Abszisse verändert.

Stellgröße: Multiplikator Turbinenkennfeld

- **Regelung Ladedruckaufteilung**

Wie bereits bei den Randbedingungen (Kapitel 3.1.1) erwähnt wurde, muss ein vorgegebenes Druckverhältnis der beiden Verdichterstufen ($= \pi_{ND}/\pi_{HD}$) eingehalten werden. Dazu wird, gleich wie bei der Regelung der Umblaserreserve, die Größe der Turbinen entsprechend angepasst.

Stellgröße: Multiplikator Turbinenkennfeld

3.1.3 Konvergenzkriterien

Wie aus obiger Beschreibung ableitbar ist, beeinflussen oftmals mehrere Regelalgorithmen ein und dieselbe Größe. Die einzelnen Regelungen greifen bezüglich des Simulationsfortschritts zu unterschiedlichen Zeitpunkten in die Vollmotorsimulation ein. Die Mindestanzahl der zu simulierenden Zyklen wurde mit 300 Arbeitsspielen fixiert. Darüber hinaus hängt es davon ab, ob die Simulation genau genug eingeschwungen ist um beendet zu werden. Die Kriterien, welche ausreichend eingeschwungene Ergebnisse beweisen, sind nachfolgend angeführt.

- **Mitteldruck**

Die Abweichung des Mitteldrucks vom vorgegebenen Sollwert wird über 10 Zyklen gemittelt und darf dabei nicht mehr als 0.05 bar betragen.

- **Ableitung des Mitteldrucks**

Um ein sicheres Einschwingen des Mitteldrucks zu garantieren wird auch dessen zeitliche Ableitung überwacht. Die Grenze liegt hier bei 0.01 bar/s über 5 Zyklen

- **Spitzendruck**

Hierzu wird der Maximaldruck eines bestimmten Zylinders mit dem aus den restlichen Zylindern gemittelten Druck verglichen. Die Differenz nach Mittelung über 5 Zyklen ist mit 1 bar beschränkt.

- **Umblaserreserve**

Der aktuelle Wert darf sich gegenüber dem Sollwert, über 5 Zyklen betrachtet, um nicht mehr als 0.1 %-Punkte unterscheiden.

- **Ableitung der Umblaserreserve**

Da die Umblaserreserve sehr träge reagiert, muss deren Ableitung während 5 Zyklen kleiner als 0.01 s^{-1} sein.

Zusätzlich zu den oben genannten Kriterien überwacht die Software automatisch auch die Stabilität der Strömung bezüglich Druck, Temperatur sowie Massenstrom. Ist in Summe ein stationärer Strömungszustand erreicht, wird die Simulation beendet.

3.2 User-Modelle

Die Software *GT-Power* gibt dem Anwender die Möglichkeit, durch den Einbau von sogenannten User-Modellen mit bestimmten Unterprogrammen des zugrundeliegenden Programmcodes zu „kommunizieren“ und diese in weiterer Folge zu modifizieren. Die dabei verwendete Programmiersprache ist FORTRAN.

Folgendes Kapitel stellt die in dieser Arbeit veränderten Unterprogramme bezüglich ihrer Funktionalität dar. Für einen erweiterten Einblick hinsichtlich diverser Funktionalitäten der Software sei auf das *User Routines Manual* [13] verwiesen.

Die Verbindungswege bezüglich des Datentransfers zwischen dem Vollmotormodell und den Unterprogrammen sind in anschließender Abbildung umrissen.

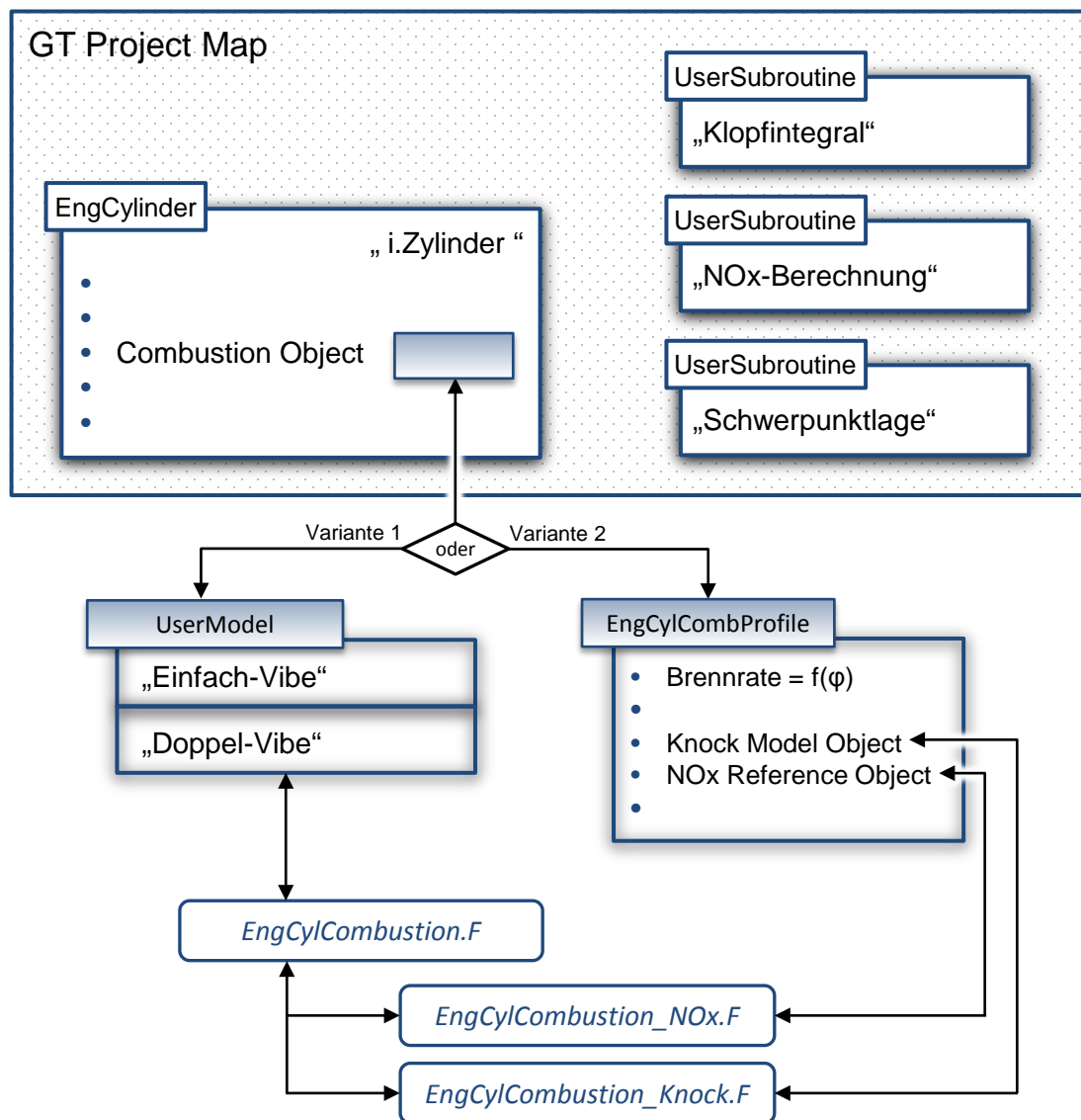


Abbildung 3-2: Verknüpfungen des Modellplans mit den User-Modellen

Alle für den Modellaufbau notwendigen Bauteile werden aus den Bibliotheken heraus auf der *GT Project Map* platziert und untereinander verbunden. Die Modellierung der Zylinder erfolgt mit der *EngCylinder*-Vorlage. Darin sind einzelnen Attributen Objekte, Variablen oder Zahlenwerte zuzuordnen, um den Zylinder mit seinen Eigenschaften möglichst realitätsnahe abzubilden. Beim Attribut *Combustion Object* erfolgt entweder die Zuordnung eines *User-Models* – Variante 1 – oder eines Brennratenprofils (*EngCylCombProfile*) in Form einer Tabelle – Variante 2. Folglich wird bei Variante 2 ein bestehender Brennverlauf, aus der Druckverlaufsanalyse einer Prüfstandsmessung, als Profil vorgegeben. Diese Möglichkeit kommt speziell bei der Abstimmung von Teilmodellen (Siehe Kapitel 4) zum Einsatz.

Die angestellten Untersuchungen basierten auf Variationen von Vibe-Brennverläufen. Über das *UserModel* „Einfach-Vibe“ werden die FORTRAN-Unterprogramme aufgerufen. Dies erlaubt einen Datenaustausch zwischen dem *UserModel*-Baustein und dem Programmcode. Werden jedoch in den Unterprogrammen neue, noch unbekannte Variablen implementiert, so können diese über die *UserSubroutine*-Bausteine an die Modellierungsumgebung zurückgegeben werden. Man spricht direkt im Unterprogramm (z.B. *EngCylCombustion_Knock.F*) die Ausgänge der *UserSubroutine* „Klopfintegral“ an und es stehen diverse im Unterprogramm erzeugte Variablen für weitere Berechnungen dem Modell zur Verfügung.

3.2.1 Brennverlauf

Der Brennverlauf wird direkt im *EngCylCombustion.F*-Unterprogramm generiert. Darin wurde eine Reihe ergänzender Funktionalitäten implementiert:

- Erzeugen des Vibe-Brennverlaufs (Einfach- oder Doppel-Vibe)
- Zusammenhang für den Umsetzungsgrad
- Berechnung des Verbrennungsschwerpunktes
- Aufrufen der Unterprogramme zur Stickoxidbildung und zur Klopferkennung

Erzeugen des Vibe-Brennverlaufs

Zuallererst werden die im User-Modell definierten Variablenwerte in den Code eingelesen. Im Fall eines Einfach-Vibe-Brennverlaufs handelt es sich dabei um:

Tabelle 3-1: Eingabedaten *EngCylCombustion.F*

Variable	Beschreibung	Typ
<i>lageflag</i>	0 = MFB50 / 1 = COG	Integer
<i>DUR</i>	Verbrennungsdauer [°KW]	Real
<i>FORM</i>	Vibe-Formfaktor [-]	Real
<i>COG</i>	Schwerpunktlage [°KW]	Real
<i>MFB50</i>	MFB50-Lage [°KW]	Real

Die Schwerpunktlage und der 50%-Umsatzpunkt besitzen eine große Bedeutung bezüglich der thermodynamischen Beurteilung der Verbrennung. Deshalb wurde dazu übergegangen, diese anstatt des Brennbeginns zur Lagedefinition heranzuziehen.

Die Variable *lageflag* definiert, ob die Lage der Verbrennung entweder durch den Schwerpunkt *COG* (Center of Gravity) oder den *MFB50*-Punkt (Mass Fraction Burned) festgelegt wird. Bei *lageflag* = 0 muss eine Umrechnung von *MFB50* auf den Brennbeginn *SOC* erfolgen. Eingesetzt in Gleichung (2-11) ergibt das

$$0,5 = 1 - \exp \left[C \left(\frac{MFB50 - SOC}{DUR} \right)^{FORM+1} \right]$$

Weiter umgeformt entsteht die benötigte Gleichung:

$$SOC = MFB50 - DUR \left[\frac{\ln(1 - 0,5)}{C} \right]^{\frac{1}{FORM+1}} \quad (3-2)$$

Da nun der Start der Verbrennung bekannt ist, erfolgt mit Gleichung (2-12) die Berechnung des Brennratenverlaufs für den Einfach-Vibe.

Wird *lageflag* auf 1 gesetzt, so wird der Wert der Variable *COG* fürs Erstellen der Vibe-Funktion genutzt. Dazu sei auf das Unterkapitel "Berechnung des Verbrennungsschwerpunktes" hingewiesen.

Um einen Doppel-Vibe-Verlauf, welcher im Rahmen dieser Arbeit zur Abbildung der Vorkammer-Brennraten genutzt wird, zu erzeugen, müssen 4 zusätzliche Variablen an den Code übergeben werden. Es handelt sich dabei um:

Tabelle 3-2: Erweiterte Eingabedaten *EngCylCombustion.F*

Variable	Beschreibung	Typ
<i>DUR_VK</i>	Brenndauer Vorkammer [°KW]	Real
<i>FORM_VK</i>	Vibe-Formfaktor Vorkammer [-]	Real
<i>SOC_VK</i>	Brennbeginn Vorkammer [°KW]	Real
<i>Q_VK</i>	Umsatzanteil Vorkammer [-]	Real

Die Variable *Q_VK* beschreibt den Anteil der in der Vorkammer umgesetzten Kraftstoffenergie. Mittels Gleichung (2-13) wird die restliche, für den „Haupt“-Vibe zur Verfügung stehende, Energie bestimmt. Nun stehen alle Werte zur Berechnung der beiden Brennraten (Siehe Glg. (2-14)) zur Verfügung. Eine abschließende Summation beider Raten, gemäß Gleichung (2-15), ergibt den gesamten Brennratenverlauf.

Unabhängig davon, ob es sich um einen einfachen oder doppelten Vibe-Brennverlauf handelt, wird die Brennraten normiert. Dies geschieht mittels Division der Brennraten durch die zugeführte Kraftstoffenergie Q_B , es entsteht die normierte Form $dq_B/d\varphi$.

$$\frac{dq_B}{d\varphi} = \frac{dQ_B}{d\varphi} \cdot \frac{1}{\int \frac{dQ_B}{d\varphi} d\varphi} \quad (3-3)$$

Abschließend wird der Brennratenverlauf, unter Berücksichtigung des Umsetzungsgrades (Siehe Glg. (3-4)), an das Modell bzw. die Modellzylinder übertragen.

Zusammenhang für den Umsetzungsgrad

In Kapitel 2.3.1 wird davon ausgegangen, dass das Ende der Verbrennung bei einem Umsatz von 99.9 % erreicht ist. In Wirklichkeit setzt ein Motor bei unterschiedlichen Betriebspunkten auch unterschiedlich viel der zugeführten Kraftstoffenergie um, der Umsetzungsgrad *ZETA* verändert sich. Um dieses Faktum zu berücksichtigen ist die Brennraten mit dem aktuellen Umsetzungsgrad der Verbrennung zu multiplizieren:

$$\frac{dq_{B,um}}{d\varphi} = \frac{dq_B}{d\varphi_{ideal}} \cdot ZETA \quad (3-4)$$

Es gilt für den Grad der Energieumsetzung:

$$ZETA = \frac{Q_{B,zu} - Q_{B,unverbrannt}}{Q_{B,zu}} = \frac{Q_{B,um}}{Q_{B,zu}} \quad (3-5)$$

Worin $Q_{B,zu}$ die gesamte zugeführte Energie des Kraftstoffes, $Q_{B,unverbrannt}$ die unverbrannte und $Q_{B,um}$ die tatsächlich umgesetzte Energie beschreibt.

Da die unverbrannten Komponenten direkt den Wirkungsgrad sowie die optimale Lage der Verbrennung beeinflussen, wurde auf deren Modellierung besonderes Augenmerk gelegt. Aus einer Messreihe des Vollmotors, welche ca. 200 Vollast-Messpunkte umfasst, wurde ein Polynom-Ansatz für die Beschreibung des *ZETA* entwickelt.

Bei der zur Verfügung stehenden Messreihe handelte es sich sowohl um Variationen des Zündzeitpunktes, als auch um Variationen des Luftverhältnisses. Die am Motorprüfstand ermittelten Betriebsdaten und Druckverläufe wurden mit einem institutsinternen Motorprozessrechenprogramm einer Analyse unterzogen. Aus den analysierten Daten wurden das *ZETA*, die Schwerpunktlage *COG* und das Luftverhältnis *LAMBDA* extrahiert und

einer Modellbildung zugeführt. Auf Basis dieser Werte erfolgte eine Regressionsanalyse. Folgende Abbildung zeigt einen Vergleich zwischen dem daraus erstellten Modell und den Umsetzungsgraden der Messung.

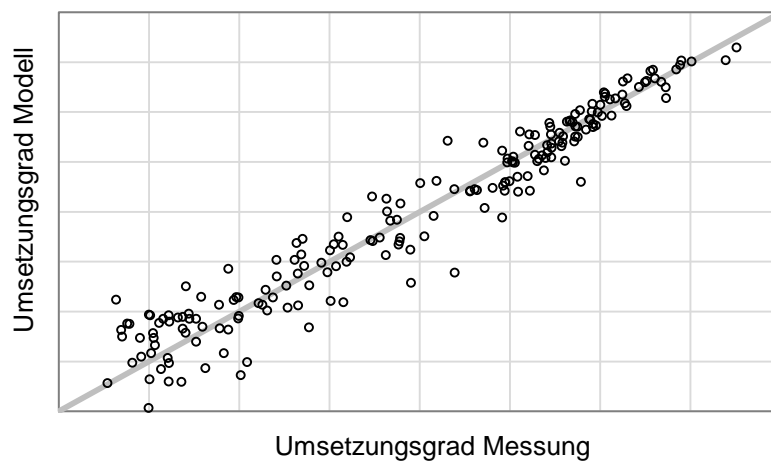


Abbildung 3-3: Vergleich Umsetzungsgrad Messung zu Modell [14]

Es zeigt sich, besonders bei hohen Umsetzungsgraden, eine gute Übereinstimmung zwischen den modellierten und den gemessenen Betriebspunkten.

Der von der Software generierte Zusammenhang basiert auf einem Polynom zweiter Ordnung. Die Analyse ergab die Koeffizienten des folgenden Zusammenhangs:

$$ZETA [\%] = 100 - 10^{(a + b \cdot LAMBDA + c \cdot COG + d \cdot LAMBDA \cdot COG + e \cdot LAMBDA^2 + f \cdot COG^2)} \quad (3-6)$$

Diese Gleichung wurde direkt in den Programmcode eingefügt. Die grafische Darstellung des Zusammenhangs spannt eine dreidimensional gekrümmte Fläche auf:

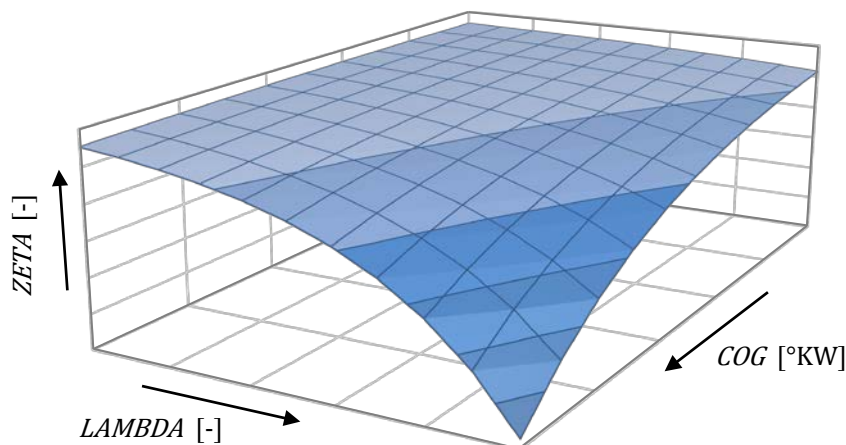


Abbildung 3-4: Funktion des Umsetzungsgrades

Es lässt sich erkennen, dass mit ansteigendem Luftverhältnis der Umsetzungsgrad sinkt. Die gleiche Tendenz zeigt die Verbrennungslage, bei anfänglich hohen Werten sinkt *ZETA* langsam, nach spät hin immer schneller. Zur Sicherheit bzw. um keinesfalls einen unrealistischen Umsetzungsgrad zu generieren, wurde dieser im Code durch Schranken begrenzt:

$$0.950 < ZETA < 0.999 \quad (3-7)$$

Berechnung des Verbrennungsschwerpunktes

Wie bereits erwähnt wurde, kann die Lage der Verbrennung über die Vorgabe des Verbrennungsschwerpunktes COG definiert werden ($lageflag = 1$). Aufgrund der Tatsache, dass die Vibe-Funktion auf einem Exponentialansatz beruht, lässt sich deren Flächenschwerpunkt nicht analytisch mittels Integration ermitteln bzw. ergibt sich daraus ein nicht weiterverwendbares Ergebnis. Die Berechnung muss auf numerischem Weg erfolgen.

Es gestaltet sich schwierig, den Flächenschwerpunkt des Brennratenverlaufs während der Simulation zu ermitteln. Die Problematik kommt daher, dass der vollständige Brennverlauf erst nach dem Verbrennungsende bekannt ist. Die Simulationssoftware berechnet den Verlauf der Verbrennung, sowie auch aller anderen Funktionale, in gewissen Intervallen. Das bedeutet, dass der Programmcode nach jedem Zeitschritt einmal durchlaufen wird. Der Brennverlauf wird somit stückweise über ein Arbeitsspiel aufgebaut. Aus diesem Umstand resultiert die folgende Vorgehensweise:

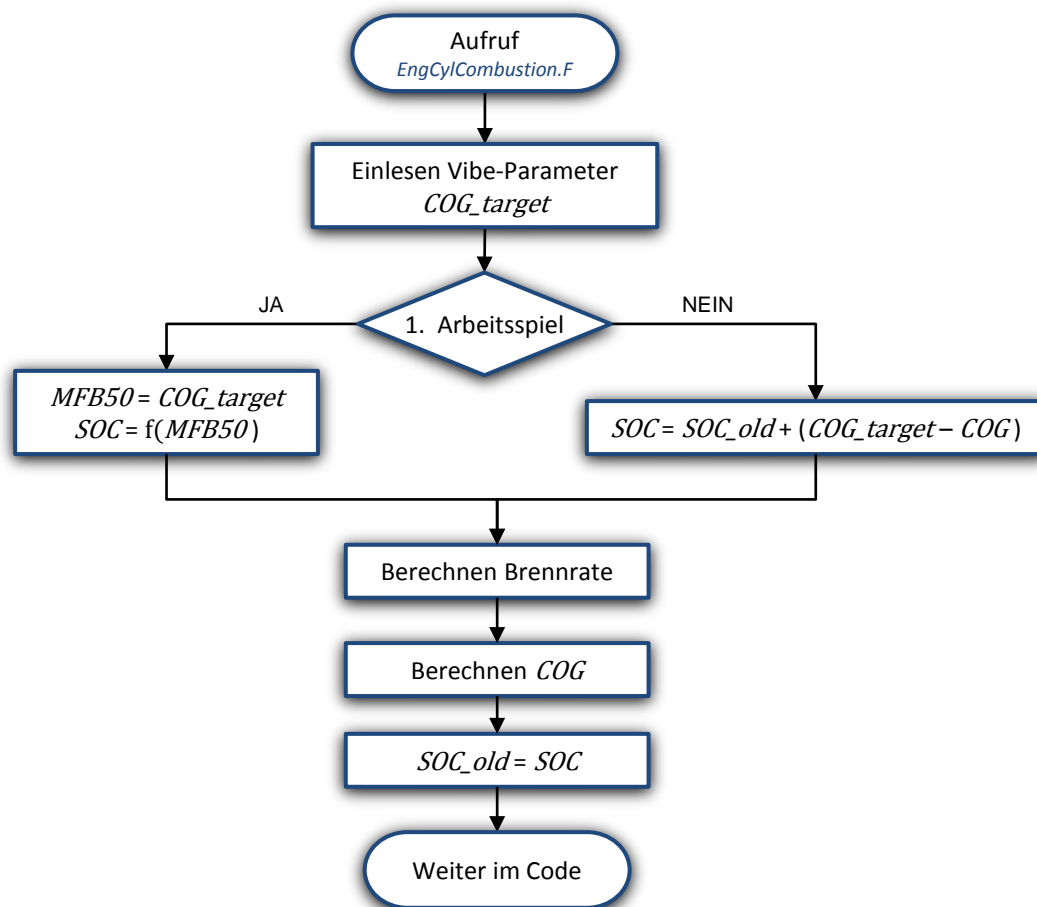


Abbildung 3-5: Berechnungsalgorithmus Schwerpunktlage

Die geforderte Schwerpunktlage wird als COG_{target} bezeichnet. Da der Verbrennungsschwerpunkt nur minimal vom 50%-Umsatzpunkt abweicht wird während des gesamten ersten Zyklus in Gleichung (3-2) die Variable $MFB50$ durch COG_{target} ersetzt und daraus der Verbrennungsbeginn SOC berechnet. Ist das erste Arbeitsspiel abgeschlossen, so liegt das erste Mal ein Wert für den Flächenschwerpunkt in Form der Variable COG vor. Ab jetzt erfolgt bei jedem Durchlauf ein Vergleich zwischen dem aktuellen COG und dem zu erreichenden COG_{target} . Durch Differenzbildung wird exakt der Betrag ermittelt, um welchen der SOC_{old} korrigiert werden muss, damit die geforderte Schwerpunktlage erreicht wird.

Im Folgenden wird detaillierter auf den Schritt „Berechnen COG “ aus Abbildung 3-5 eingegangen. Die Methodik dahinter ist in Abbildung 3-6 ersichtliche.

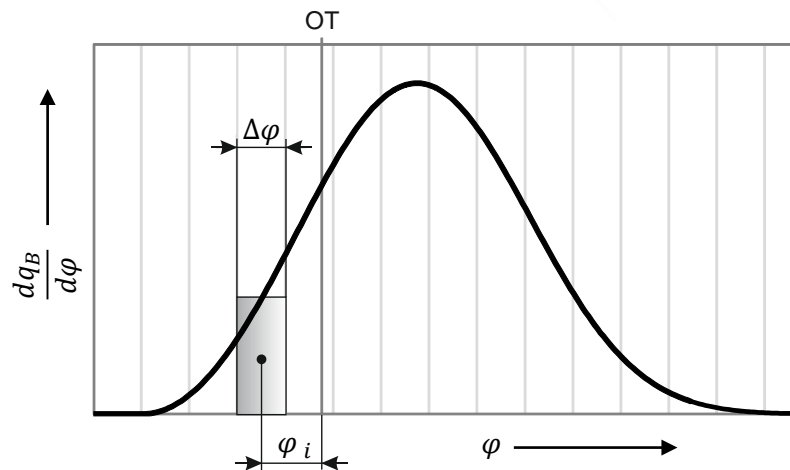


Abbildung 3-6: Berechnen des Flächenschwerpunktes

Der Abstand der Simulations-Zeitschritte umgerechnet auf den Kurbelwinkel ist durch $\Delta\varphi$ gekennzeichnet. Die numerische Integration für das Aufsummieren der Teilflächen basiert auf folgender Gleichung:

$$COG = \sum_{SOC}^{EOC} \left(\frac{dq_B}{d\varphi} \right)_i \cdot \Delta\varphi \cdot \varphi_i \quad (3-8)$$

Darin ist φ_i der Abstand des Flächenmittelpunktes der jeweiligen Teilfläche zum Oberen Totpunkt. Die Fläche, welche in Abbildung 3-6 grau dargestellt ist, setzt sich aus der aktuellen Brennrate multipliziert mit der Schrittweite zusammen. Die Teilflächen $((dq_B/d\varphi)_i \Delta\varphi)$ werden mit den zugehörigen Schwerpunktabständen φ_i multipliziert und von Brennbeginn SOC bis Brennende EOC aufsummiert. Daraus resultiert der Flächenschwerpunkt COG in $^{\circ}KW$ als Abstand von OT. Da die Brennrate bereits normiert dargestellt ist, ist eine abschließende Division durch die Gesamtfläche nicht mehr notwendig.

Aufrufen der Unterprogramme

Hierbei werden die beiden Unterprogramme für die Berechnung der Stickoxide und des Klopfintegrals angesprochen. Alle für das jeweilige Unterprogramm notwendigen Zustandsgrößen werden dabei übergeben. Für die Arbeitsweise der Subroutinen sei auf die beiden kommenden Kapitel verwiesen.

3.2.2 Stickoxidbildung

Der Ablauf, um auf die emittierten Stickoxide zu kommen, lässt sich grob in zwei Schritte gliedern. Zuerst werden die zylinderselektiven Emissionen über das Stickoxid-Unterprogramm ermittelt. Im zweiten Schritt wird daraus – direkt im Modell – die Gesamtmotoremission berechnet.

Zylinderselektive Bildung

Die Mechanismen der Stickoxidbildung wurden im Unterprogramm *EngCylCombustion_NOx.F* abgebildet. Darin berechnet die Software, die aus der motorischen Verbrennung im Zylinder entstehenden NO-Emissionen mit Hilfe des erweiterten Zeldovich-Mechanismus (Siehe Kapitel 2.4).

Wie bereits erwähnt, handelt es sich beim untersuchten Motorkonzept um einen Gasmotor mit Vorkammer als Zündverstärker. Diese Vorkammer wird, aufgrund ihres sehr geringen Umsatzes, im Rahmen der 1D-Simulation nicht weiter berücksichtigt. Sie dient prinzipiell nur zur Zündung der Zylinderladung. Für eine korrekte Abbildung der Emissionen hinsichtlich der Stickoxide darf die Vorkammer jedoch nicht vernachlässigt werden.

Der im Unterprogramm hinterlegte 6-Gleichungs-Mechanismus bildet nur die aus dem Hauptbrennraum entstehenden Emissionen ab. Dieser Umstand ergibt sich aus der Tatsache, dass nur der thermische Zustand des Zylinders – also des Hauptbrennraums – bekannt ist. Um dennoch eine korrekte Aussage bezüglich der zu erwartenden Stickoxidemissionen treffen zu können, wird der Vorkammeranteil über den Summanden NO_{VK} berücksichtigt.

$$NO = f \cdot NO_{HBR} + NO_{VK} \quad (3-9)$$

Die im Hauptbrennraum gebildeten Stickoxide NO_{HBR} sind physikalisch basiert abgebildet und werden durch Multiplikation mit einem Faktor f aufgewertet. Dieser Faktor wurde im Rahmen der Modellabstimmung bestimmt (Siehe Kapitel 4.1). Die Stickoxide aus der Vorkammer NO_{VK} wurden aus vorhandenen Datensätzen bestimmt, welche auf der Analyse einer großen Anzahl von Messdaten basieren.

Als Ergebnis des Unterprogramms können die Stickoxide in unterschiedlichster Form ausgegeben werden. Bei Untersuchungen zur NO-Bildung ist die Ausgabe in Mol je Grad Kurbelwinkel hilfreich (Siehe Kapitel 5.4.2). Die grundsätzliche Übergabe, über die *UserSubroutine* „NOxBerechnung“, ans Motormodell erfolgt jedoch zylinderselektiv in ppm (Parts per million).

Emission des Vollmotors

Es sind eine Reihe von Rechenschritten notwendig, um von den Emissionen der einzelnen Zylinder auf einen Absolutwert der Stickoxide zu gelangen. Alle dazu notwendigen Schritte werden im *GT-Power-Modell* durch eine Vielzahl von Bauteilen realisiert.

Um die Stickoxidemissionen verschiedener Motorkonzepte miteinander vergleichen zu können, hat man einen Normzustand definiert. Dieser Normzustand bezieht die Emission auf trockenes Abgas mit 5 % Restsauerstoffgehalt, als Einheit werden dabei mg/Nm^3 benutzt.

Nachfolgend wird kurz auf die im Modell hinterlegten Rechenschritte eingegangen, die notwendig sind um von den Zylinderemissionen auf die Gesamtmotoremission, bezogen auf den Normzustand, zu kommen. Am Auslass jedes Zylinders (i) nehmen Sensoren den Druck p_i , den Volumenstrom \dot{V}_i und die Temperatur T_i ab. Mit der Gasgleichung lässt sich nun ein Molenstrom \dot{n}_i berechnen.

$$\dot{n}_i = \frac{p_i \cdot \dot{V}_i}{R_m \cdot T_i} \quad (3-10)$$

Die Stickoxid-Konzentration μ_i kann mit diesem Molenstrom multipliziert, über alle Zylinder aufsummiert und durch den Gesamtstrom dividiert werden. So ergibt sich eine Gesamtkonzentration μ_{ges} des Abgasstroms:

$$\mu_{ges} = \frac{\sum_i (\mu_i \cdot \dot{n}_i)}{\sum_i \dot{n}_i} \quad (3-11)$$

Die Umrechnung auf eine Masse basiert auf der Annahme, dass beim Durchströmen des Abgasstranges ein Großteil des gebildeten Stickstoffmonoxids NO mit dem Sauerstoff O_2 zu Stickstoffdioxid NO_2 oxidiert. Als Bezug wird deshalb die molare Masse von NO_2 mit 46 g/mol verwendet. Durch anschließende Division mit dem Normvolumen bei Standardzustand ($V_n = 22,14 \text{ m}^3/\text{kmol}$) folgt die Stickoxidemission in mg/Nm^3 :

$$NO_{x,Vn} = \mu_{ges} \cdot \frac{M_{N_2O}}{V_n} \quad (3-12)$$

Abschließend muss noch die Normierung auf 5 % Sauerstoff und den trockenen Zustand erfolgen. Dies geschieht mit Hilfe der Volumsanteile v_i des Abgases, gemessen nach der Niederdruckturbine, von Sauerstoff und Wasser.

$$NO_x = NO_{x,vn} \cdot \frac{0,21 - 0,05}{0,21 - v_{O_2} - 0,21 v_{H_2O}} \quad (3-13)$$

Ist im Verlauf dieser Arbeit die Rede von Stickoxidemissionen, ohne zusätzliche Angabe der Einheit, so handelt es dabei grundsätzlich um Emissionen in mg/Nm^3 bezogen auf trockenes Abgas mit einem Restsauerstoffgehalt von 5 %, kurz NO_x .

3.2.3 Klopfintegral

Im Programmcode von *EngCylCombustion_Knock.F* findet die Berechnung des Klopfintegrals statt. Dazu wird folgende Logik bei jedem Zeitschritt der Simulation durchlaufen und dadurch das Klopfintegral KI aufintegriert.

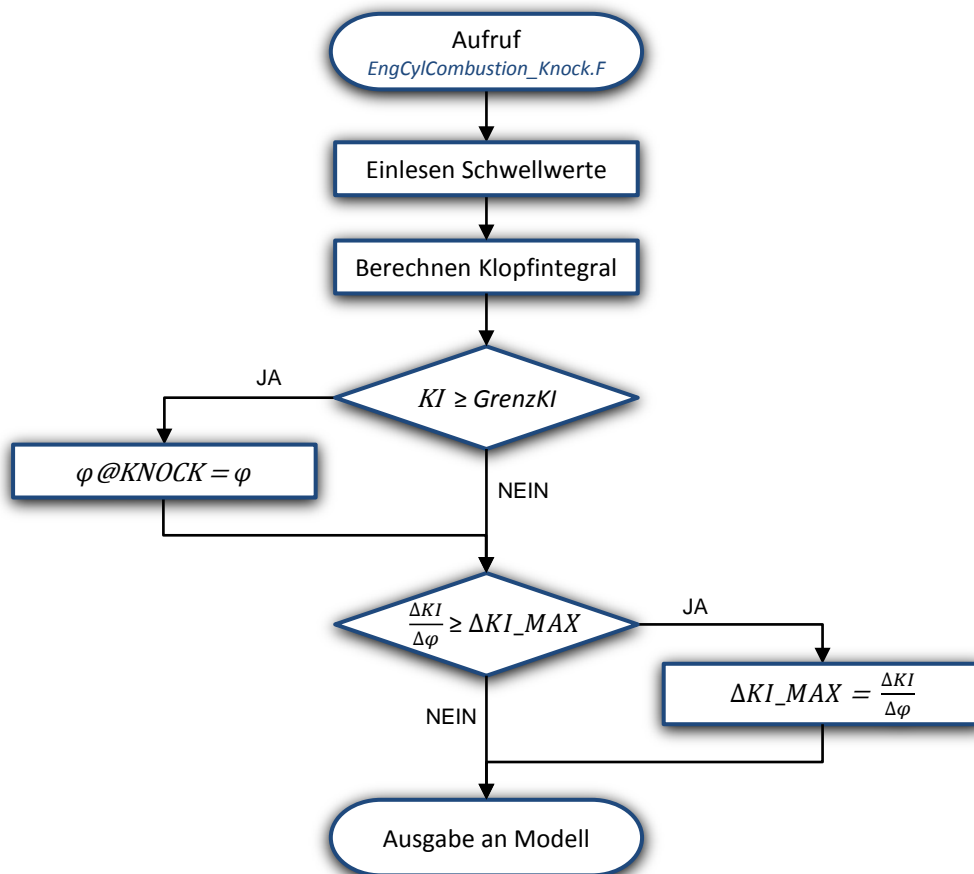


Abbildung 3-7: Berechnungsalgorithmus Klopfenerkennung

Am Beginn werden die im Motormodell definierten Werte eingelesen:

Tabelle 3-3: Eingabedaten EngCylCombustion_Knock.F

Variable	Beschreibung	Typ
<i>GrenzKI</i>	Schwellwert des Klopfintegrals [-]	Real
<i>GrenzΔKI</i>	Schwellw. der Maximalsteigung [-]	Real
<i>KI_OFF</i>	Umsatz bei KI-Abbruch [%]	Real

Dabei handelt es sich um den Schwellwert des Klopfintegrals (*GrenzKI*), den Schwellwert für die maximale Steigung des Integrals (*GrenzΔKI*) und den Umsatz, ab welchem die KI -Berechnung abgebrochen wird (*KI_OFF*). Wie der Name schon sagt, ist mit *GrenzKI* ein Absolutwert definiert, ab welchem Klopfen eintritt. Als zusätzliches Kriterium zur Bewertung des Klopfens wurde die maximale Steigung des Klopfintegrals herangezogen. Erreicht die Steigung einen gewissen Wert impliziert das, dass das Integral schnell ansteigt und damit

möglicherweise vor dem Ende der Verbrennung die Klopfchwelle erreicht. Die beiden Vergleichswerte wurden durch eine Abstimmung mit klopfenden Messpunkten festgelegt (Siehe Kapitel 4.2).

Nach dem Einlesen der Schwellwerte wird das eigentliche Klopfintegral berechnet. Die verwendete Formel basiert auf Gleichung (2-23). Im Code wurde jedoch dazu übergegangen, das Integral erst ab dem Brennbeginn SOC laufen zu lassen, da es zwischen Einlassschluss und SOC kaum bis gar nicht anwächst.

$$KI = \int_{t_{SOC}}^t p^n e^{-\frac{aMZ+b}{T_u}} dt \quad (3-14)$$

Das Integral wird beim Erreichen eines vorgegebenen Verbrennungsumsatzes abgebrochen. Die Verbrennung kann gegen Ende hin zwar die Klopfchwelle erreichen, jedoch würde sich ein solcher Fall nicht als Klopfen äußern, da der Umsatz dabei zu gering wäre. In folgender Abbildung ist beispielhaft ein Vibe-Brennverlauf mit unterschiedlich weit fortgeschrittenem Klopfintegral dargestellt.

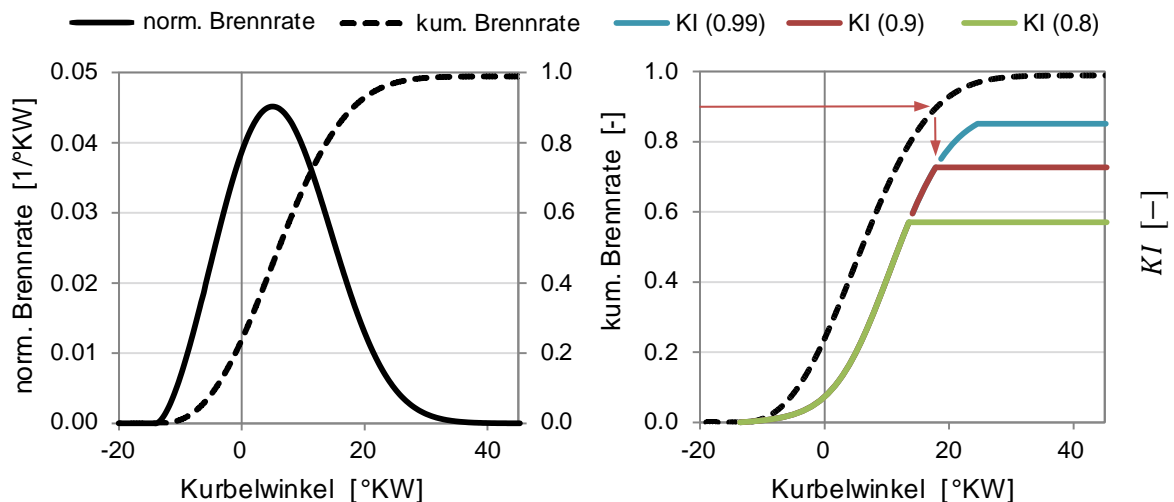


Abbildung 3-8: Abbruch des Klopfintegrals abhängig vom Umsatz

Links ist ein normierter Einfach-Vibe, durch Brennrates sowie kumulierter Brennrates (= Summenbrennverlauf), abgebildet. Das rechte Diagramm zeigt das nach der Simulation entstandene dimensionslose Klopfintegral KI . Das Klopfintegral wurde zuerst bei 99 % (Blau), dann bei 90 % (Rot) und schließlich bei 80 % (Grün) des Gesamtumsatzes abgebrochen bzw. konstant gehalten. Es lassen sich große Unterschiede bei den Endwerten der Integrale erkennen. Um die Vergleichbarkeit zu gewährleisten, empfiehlt es sich eine idente Integrationsdauer einzuhalten.

Wie in Abbildung 3-7 dargelegt, startet nach der Ermittlung des Klopfintegrals der eigentliche Mechanismus der Klopfkennung. Übersteigt der KI -Wert den Schwellwert $GrenzKI$ wird der aktuelle Kurbelwinkel als $\varphi@KNOCK$ abgespeichert, und kennzeichnet somit ein Überschreiten der Klopfchwelle. Zusätzlich wird auch der Wert der Maximalsteigung des Klopfintegrals mittels ΔKI_{MAX} festgehalten.

Bei der abschließenden Ausgabe werden die Endwerte des Klopfintegrals sowie die maximale Steigung durch ihre jeweiligen Schwellwerte dividiert und damit normiert. Dadurch entstehen Kennwerte zwischen Null und Eins, welche leichter erkennen lassen, wie weit der aktuelle Wert von der jeweiligen Schwelle weg ist und damit, wie weit man von einer Klopfgefährdung entfernt ist. Für den Fall, dass Klopfen detektiert wurde, wird auch der Kurbelwinkel $\varphi@KNOCK$ an die *UserSubroutine* „Klopfkennung“ weitergegeben.

3.3 Erweiterungen

Zusätzlich zur Implementierung der Unterprogramme kam es zu Anpassungen im Modellaufbau. Neben kleineren, nicht funktionsrelevanten Änderungen wurde das Modell um die Ausgabe der Größen zur Klopfkennung erweitert. Die wesentlichste Adaption stellt der Aufbau einer Regelung zur Anpassung des Verdichtungsverhältnisses ε dar, auf welche im folgenden Kapitel eingegangen wird.

3.3.1 Erhöhung des Verdichtungsverhältnisses

Aus dem Ergebnis der Klopfkennung ergibt sich unter Umständen die Möglichkeit, das Verdichtungsverhältnis des Motors zu ändern. Ist zum Beispiel das Niveau des Klopfintegrals zu niedrig, so entsteht ein Potential zur Erhöhung des ε , was eine Wirkungsgradsteigerung zur Folge hat. Das höhere Verdichtungsverhältnis führt im Brennraum zu Steigerungen in Temperatur und Druck und damit unweigerlich zu einer erhöhten Klopfneigung, gekennzeichnet durch einen Anstieg des Klopfintegrals.

Die grundsätzliche Definition des Verdichtungsverhältnisses ε lautet [6]:

$$\varepsilon = \frac{V_H + V_C}{V_C} \quad (3-15)$$

Worin V_H das Hubvolumen und V_C das Verdichtungs- bzw. das Schadraumvolumen bezeichnet.

Bei der Adaption des Verdichtungsverhältnisses durch die Regelung wird der Kolbenhub, also das Hubvolumen, unverändert gelassen. Das bedeutet, dass sich bei einem geänderten ε nur das Volumen am Ende der Verdichtung (V_C), wenn sich der Kolben in OT befindet, ändert. Die Verläufe des Kolbenhubes bilden genau diesen Zusammenhang ab.

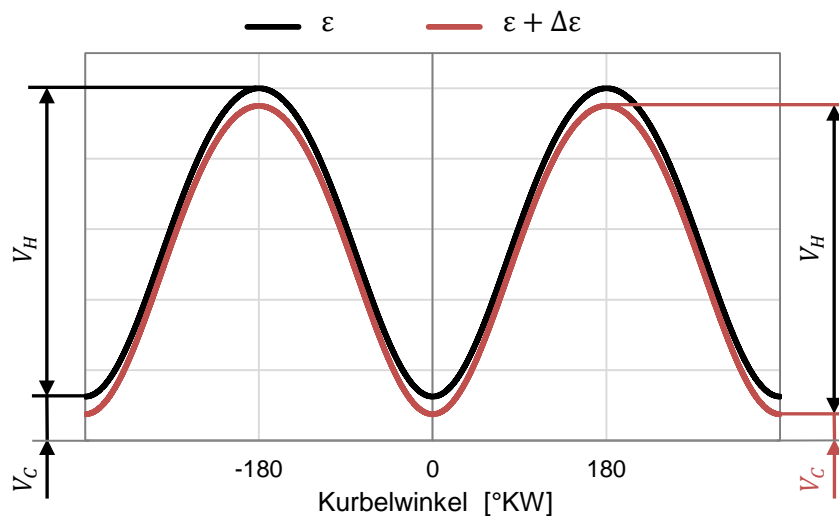


Abbildung 3-9: Beispielhafte Erhöhung des Verdichtungsverhältnisses

Es verschiebt sich die neue „Hubkurve“ (Rot) gegenüber der Kurve mit dem ursprünglichen ε (Schwarz) nach unten und reduziert somit das Verdichtungs- bzw. Schadraumvolumen V_C . Die Größe der beiden Hubvolumina – V_H – bleibt unangetastet und damit ident.

Um das Verdichtungsverhältnis anzupassen, wurde folgende Regelung aufgebaut. Diese bietet die Möglichkeit, das Verdichtungsverhältnis so anzupassen, dass das Klopfintegral am Ende (= Klopfendwert) einen vom User vorgegebenen Wert erreicht. Das dafür notwendige Teilmodell stellt sich wie folgt dar:

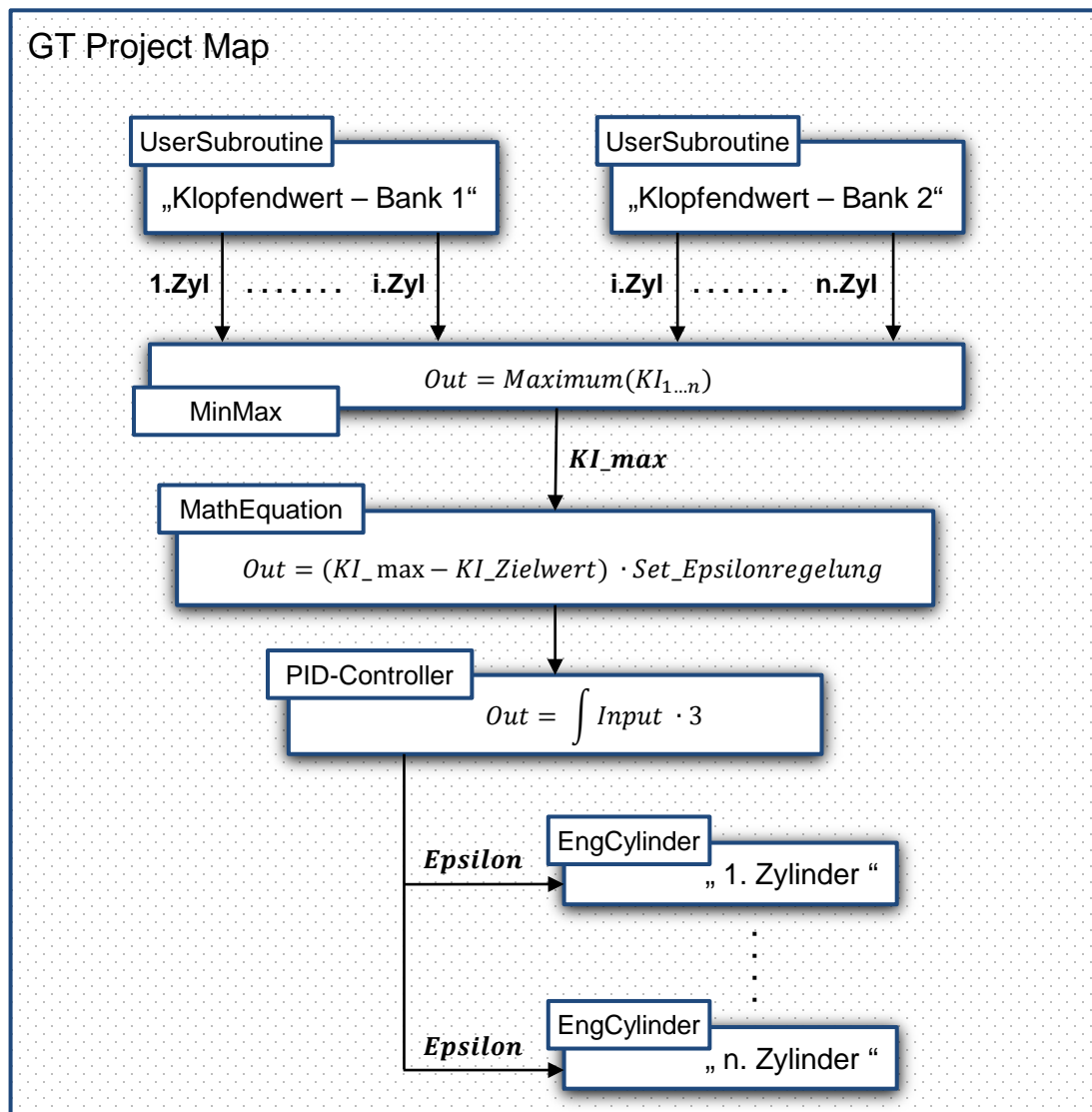


Abbildung 3-10: Modellierung Epsilon-Regelung

Aus den beiden *UserSubroutines* werden die Endwerte aller Klopfintegrale (KI_i) übernommen. Daraufhin ermittelt der mathematische Baustein *MinMax* den größten Wert aller Eingangsgrößen. Also entspricht der sich ergebende KI_max , dem Wert des Zylinders mit der größten Klopfneigung.

Darauffolgend erstellt ein mathematischer Gleichungsbaustein die Eingangsgröße für den Regler. Im *Case Setup* von *GT-Power* muss der $KI_Zielwert$ sowie *Set_Epsilonregelung* definiert werden. Die Variable *Set_Epsilonregelung* erfüllt eine Funktion als Schalter. Ist diese Null gesetzt, erfolgt keine Regelung des Verdichtungsverhältnisses. Im Gegensatz dazu wird bei einer Belegung mit Eins das Verdichtungsverhältnis entsprechend der Vorgabe angepasst. Die Höhe der Anpassung bestimmt der $KI_Zielwert$. Ist dieser Wert beispielhaft mit 0.8 definiert worden, so bleibt eine 20 % - Reserve zur Klopfchwelle bestehen. Das Verdichtungsverhältnis kann nun so angepasst werden, dass der Zylinder mit der maximalen Klopfneigung exakt den Wert 0.8 erreicht. Dies wird durch den *PID-Controller* bewerkstelligt.

Der *PID-Controller* aus der Softwarebibliothek wird in diesem Zusammenhang nur als I-Regler verwendet, d. h. in seinen Attributen wird nur der Integrationsfaktor mit einem Wert ungleich Null belegt. Der Faktor wurde aus mehreren Simulationen iterativ ermittelt, dabei

wurde besonderes Augenmerk auf das Einschwing- bzw. Überschwingverhalten gelegt. Schlussendlich lieferte ein Integrationsfaktor von 3 das gewünschte Verhalten. Aufgrund der vorgeschalteten Gleichung ist der Zielwert für den Reglerinput Null (Siehe Abbildung 3-11). Dieses Ziel erreicht der Regler durch anpassen der Ausgabegröße, also des Verdichtungsverhältnisses ε .

Am Ausgang des *PID-Controllers* hängen die einzelnen Zylinder, welchen durch Überschreiben des ursprünglichen Wertes das veränderte ε aufgeprägt wird. Prinzipiell greift die Regelung erst nach 20 abgeschlossenen Arbeitsspielen in die Simulation ein. Dadurch ist gewährleistet, dass die Simulation die Startschwankungen überwunden hat und ein baldiges Konvergieren ermöglicht.

Abbildung 3-11 zeigt exemplarisch den Einschwingvorgang des I-Reglers über die Dauer einer Simulation, dabei konvergierte das Motormodell nach ca. 60 Sekunden. Am Ende der Simulation zeigt sich das Verdichtungsverhältnis um $\Delta\varepsilon$ erhöht.

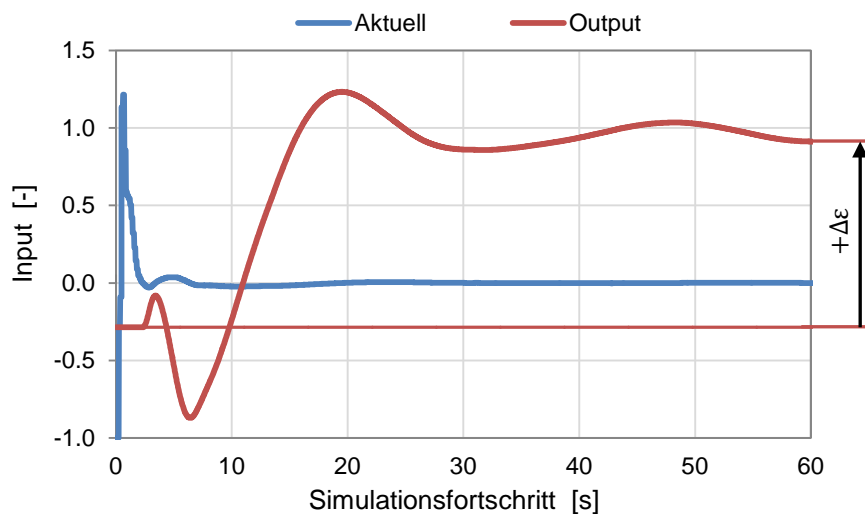


Abbildung 3-11: Eingang/Ausgang des Epsilon-Reglers

4 Modellabstimmung

Nach Beendigung des Modellaufbaus ist es unumgänglich die dargestellten Funktionalitäten mittels Messpunkten zu verifizieren. Es geht dabei vor allem um die Abstimmung des Modells der Stickoxidbildung sowie das Ermitteln der Klopfkennwerte. Dazu dienen die Betriebsparameter der zugehörigen Prüfstandsmessungen dem Simulationsmodell als Eingabe. Nach erfolgter Simulation werden die Ergebnisse mit denen des analysierten Messpunkts verglichen und das Modell einer Feinjustierung unterzogen.

4.1 Stickoxidemissionen

Alle zur Abstimmung notwendigen Daten bzw. Betriebsparameter stammten aus durchgeführten Messungen am Vollmotor. Dabei wurde für jeden Zylinder ein eigener Druckverlauf aufgezeichnet. Eine anschließende Analyse mit dem Motorprozessrechenprogramm führte zu zylinderselektiven Brennverläufen. Diese Brennverläufe konnten den jeweiligen Modellzylindern vorgegeben werden.

Für die exakte Nachbildung des Betriebszustands wurde das Luftverhältnis des Messpunkts übernommen. Um dieses λ zu halten, musste die Regelung auf konstante Stickoxidemission unterbunden werden (Siehe Kapitel 3.1.2). Der Lambda-Regler kann so auf das vorgegebene Lambda hinsteuern und wird nicht von den NO_x -Emissionen beeinflusst.

Zusätzlich wurden noch die Last, in Form des Mitteldrucks, sowie der globale Umsetzungsgrad in die Simulation übernommen. Folgende Abbildung stellt die Methodik zusammenfassend dar.

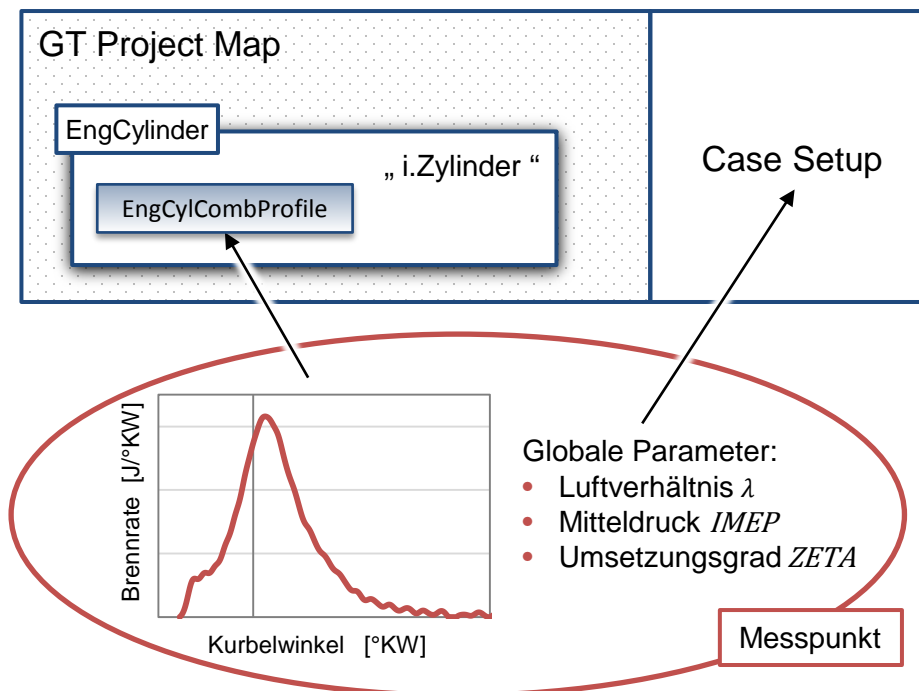


Abbildung 4-1: Vorgabe einer Messung in der Simulation

Grundsätzliches Ziel der Abstimmung liegt in der Bestimmung des Faktors f aus Gleichung (3-9), welcher die mit dem erweiterten Zeldovich-Mechanismus berechneten Stickoxide des Hauptbrennraums (NO_{HBR}) skaliert. Die NO aus der Vorkammer (NO_{VK}) wurden aus vorhandenen Datensätzen übernommen.

4.1.1 Modellabstimmung auf eine NO_x-Emission von 500 mg/Nm³

Für Simulationen, welche auf eine Stickoxidemission von 500 mg/Nm³ regeln sollen, wurde für die Bestimmung des Faktors f ein konkreter Messpunkt verwendet. Der ausgewählten Betriebspunkt emittierte laut Messung Stickoxide von 526 mg/Nm³.

Dem ersten Durchlauf der Abstimmungs-Simulation wurde ein beliebiger Startwert (SW) für f vorgegeben. Aus dem Simulationsergebnis war ersichtlich, dass der Faktor zu hoch angesetzt wurde. Nach zwei weiteren Simulationen war schlussendlich der korrekte Faktor gefunden. Nachstehende Tabelle zeigt, dass das Modell nach der 3. Iteration genau die Emission des Messpunkts von 526 mg/Nm³ erreicht hat.

Tabelle 4-1: Iterative Ermittlung des NO_x-Faktors bei 500 mg NO_x/Nm³

		1.Iteration	2.Iteration	3.Iteration
NO _x -Faktor f	-	SW	SW - 1	SW - 1.36
<i>aus GT Simulation:</i>				
Gesamt NO _x	mg/Nm ³	727	583	526
<i>aus Vollmotor Messdaten:</i>				
Gesamt NO _x	mg/Nm ³	526		

4.1.2 Modellabstimmung auf eine NO_x-Emission von 200 mg/Nm³

Das Modell wurde um die zusätzliche Möglichkeit erweitert, Simulationen auf eine Stickoxidemission von 200 mg/Nm³ einzuregeln.

Für die Abstimmung konnte eine Messung mit einer NO_x-Emission 211 mg/Nm³ gefunden werden. Die simulatorische Nachbildung des Messpunkts macht es erforderlich, den Faktor gegenüber der Simulation auf 500 mg NO_x/Nm³ noch einmal anzupassen. Daraus ergab sich der neue Faktor f für 200 mg NO_x/Nm³, entsprechend folgender Tabelle:

Tabelle 4-2: Iterative Ermittlung des NO_x-Faktors bei 200 mg NO_x/Nm³

		500 NO _x	NEU
NO _x -Faktor f	-	SW - 1.36	SW - 1.8
<i>aus GT Simulation:</i>			
Gesamt NO _x	mg/Nm ³	243	211
<i>aus Vollmotor Messdaten:</i>			
Gesamt NO _x	mg/Nm ³	211	

4.2 Klopferkennung

Das Ziel der Abstimmung des Klopfintegrals ist die Ermittlung der Schwellwerte. Dabei wird davon ausgegangen, dass für jedes Integral eine solche Schwelle existiert.

Ein am Prüfstand des Einzylinder-Forschungsmotors erfasster Messpunkt umfasst 60 Einzelzyklen. Werden diese 60 Zyklen gemittelt, so spricht man vom Mittelzyklus. Die erste Hürde liegt in der Auswahl bzw. Bestimmung von klopfenden Einzelzyklen aus einem Pool von Messergebnissen. Dazu wurde eine Vielzahl von Druckverläufen mittels Sichtung auf Klopf hin untersucht. Um sicher zu gehen, dass es sich tatsächlich um Klopfen handelt, wurden die Verläufe zusätzlich gefiltert. Die Filterung der Druckverläufe ergab dann den Kurbelwinkel, bei welchem das Klopfen auftritt. So konnte weitgehend sichergestellt werden, dass es sich um einen klopfenden Zyklus handelt. Nachfolgend ist exemplarisch ein klopfender Einzelzyklus gezeigt.

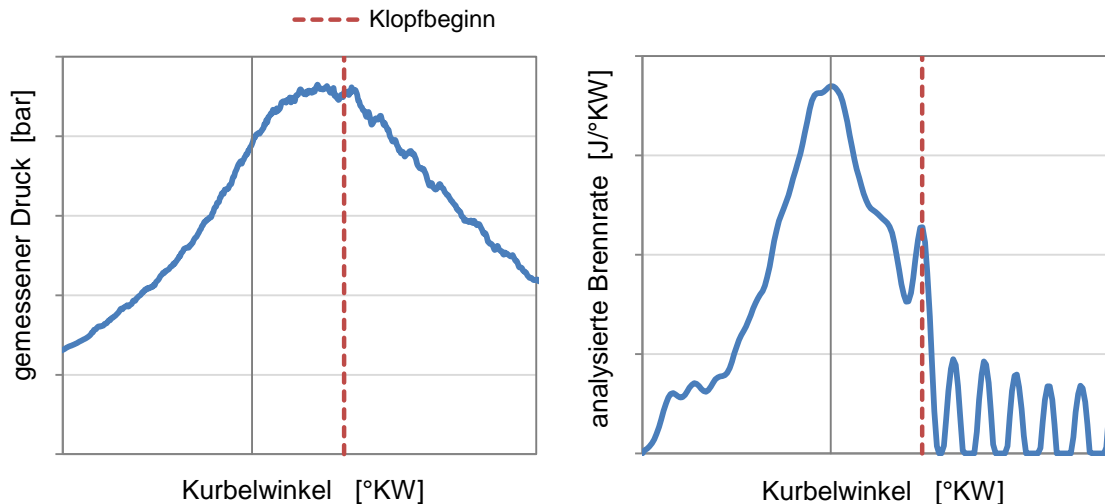


Abbildung 4-2: Verläufe eines klopfenden Einzelzyklus

Im linken Diagramm lässt sich die aus dem Beginn des Klopfens resultierende Druckerhöhung erkennen. Der zugehörige Brennatenverlauf weist den Klopfbeginn durch einen merklichen Anstieg aus.

4.2.1 Absolutwert des Klopfintegrals

In den vorhandenen Messreihen fanden sich 5 klopfende Einzelzyklen, welche die Grundlage der Abstimmung bildeten. Mittels der am Institut entwickelten Motorprozessrechnung wurden der Klopfbeginn sowie auch das Klopfintegral der gemessenen Einzelzyklen bestimmt. Das dabei verwendete Klopfintegral ist ident zu dem des Modells (Siehe Gleichung (3-14)), was in weiterer Folge einen Vergleich zulässt.

Folgende Abbildung zeigt, als Ergebnis der Motorprozessrechnung, die Klopfintegrale der ausgewählten Einzelzyklen (EZ) mit ihren dazugehörigen Klopfbeginnen (strichliert).

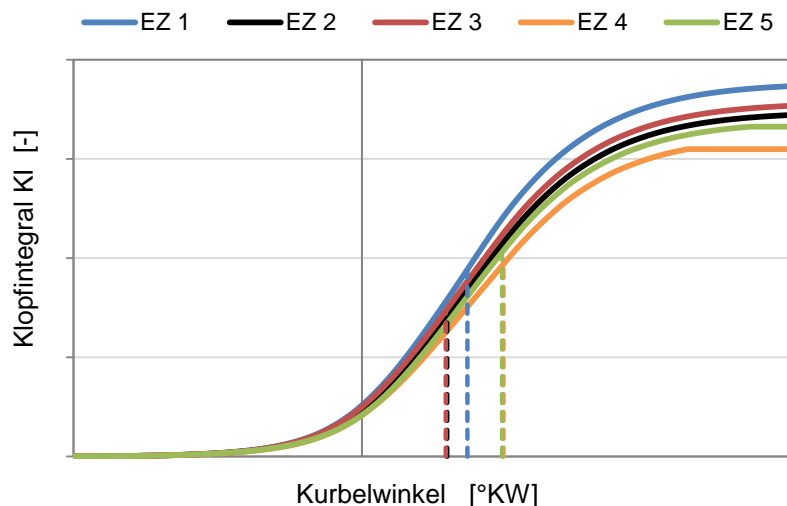


Abbildung 4-3: Klopfintegrale der 5 ausgewählten Einzelzyklen

Im nächsten Schritt wurden die ausgewählten Einzelzyklen in Form ihrer Brennatenverläufe in das Modell eingefügt. Im Gegensatz zum Vorgehen bei der NO_x -Abstimmung konnte keine zylinderselektive Zuordnung der Brennverläufe stattfinden, da es sich bei den Messpunkten um solche des Einzylinders handelte. Das bedeutet, dass ein einziger Brennverlauf an alle Zylinder übergeben wurde. Die Vorgabe des globalen Luftverhältnisses machte wieder eine Deaktivierung der NO_x -Regelung notwendig.

Es wurden die Klopfintegrale der analysierten Messung mit denen der Simulation verglichen. In Abbildung 4-4 ist eine solche Gegenüberstellung anhand eines Beispiels gezeigt.

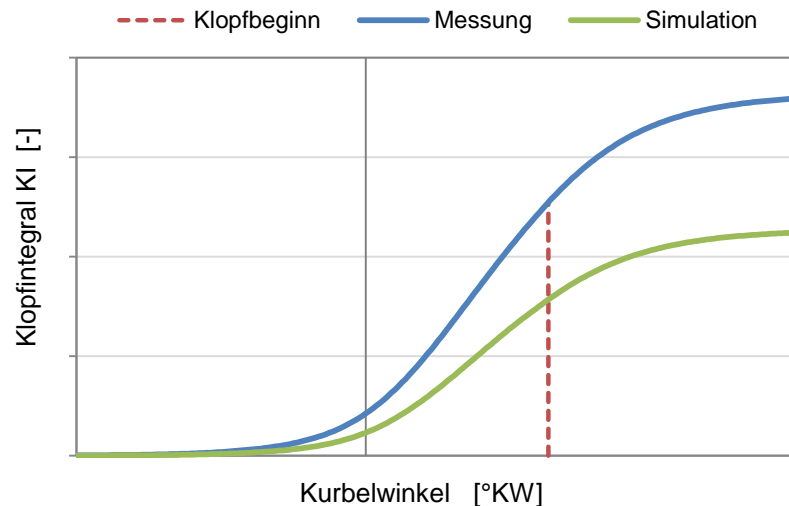


Abbildung 4-4: Vergleich der Klopfintegrale von Messung und Simulation

Es lässt sich eine erhebliche Abweichung erkennen, trotz vollkommen identer Konstanten in den Klopfintegralen. Auf den ersten Blick verwunderlich, wird bei genauerer Betrachtung die Entstehung der Differenz klarer.

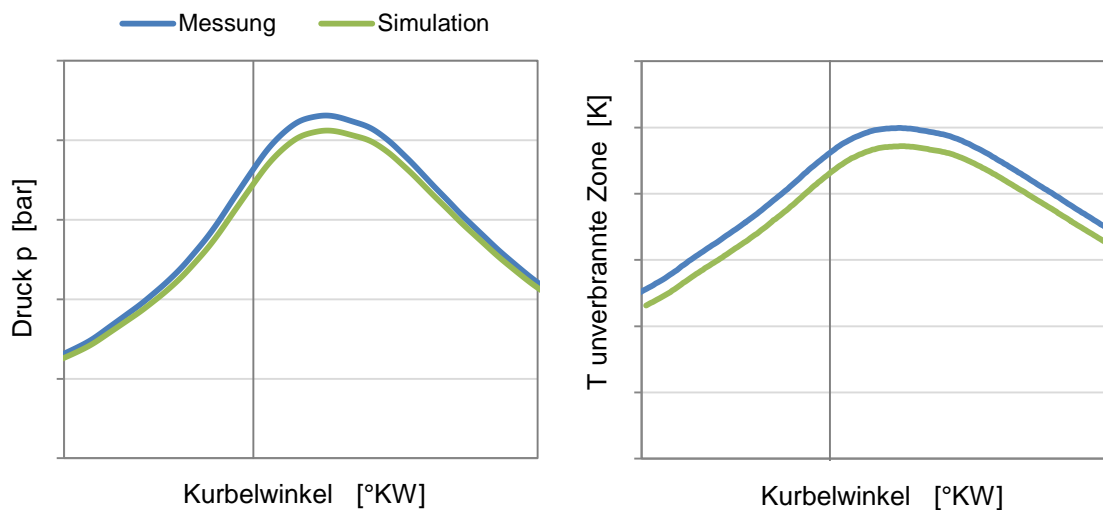


Abbildung 4-5: Vergleich der Druck- und Temperaturverläufe von Messung und Simulation

Dabei zeigt sich, dass bereits die Verläufe der beiden Haupteinflussfaktoren, nämlich der Druck und die Temperatur der unverbrannten Zone, voneinander abweichen. Der Druckverlauf der Messung ist am Prüfstand des Einzylinder-Forschungsmotors aufgezeichnet worden. Dabei wird der Ladungswechsel über ein konstantes Spülgefälle bewerkstelligt. Die Simulation hingegen basiert auf dem Modell des Vollmotors, darin ist die Aufladegruppe für den Ladungswechsel verantwortlich. Wegen dieser Unterschiede und der unterschiedlichen Gasdynamik ergeben sich abweichende Zustände der Zylinderladungen. Ein direkter Vergleich der Verläufe zwischen Messung und Simulation ist nicht möglich.

Um dennoch Rückschlüsse vom Klopfintegral der Messung auf die Klopfkennung der Simulation zu ermöglichen, wurde die analysierte Lage des Klopfbeginns auf das simulierte Integral übernommen. Die simulierten Klopfintegrale der einzelnen Zylinder wurden untereinander und im Weiteren auch mit den gemessenen 5 Einzelzyklen verglichen. Beispielhaft ist ein solcher Vergleich anhand des 4. Einzelzyklus dargestellt.

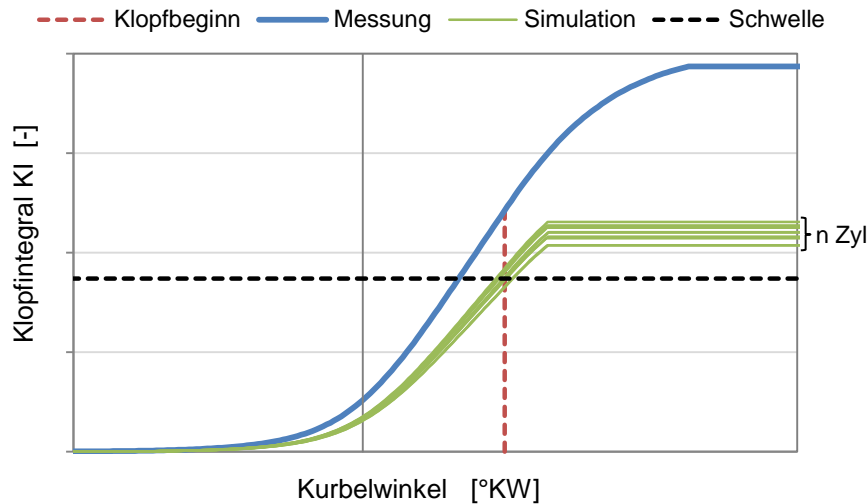


Abbildung 4-6: Ermittlung der Klopfchwelle eines Einzelzyklus

Aus dieser Abbildung lässt sich die Vorgehensweise zur Festlegung der Klopfchwelle erklären. Die Vollmotorsimulation ergab n Klopfindeintegrale für die n Zylinder (Grün), welche hier bei einem Umsatz von 90 % abgebrochen wurden. Der Klopfbeginn, also jener Kurbelwinkel bei dem der Klopf beginnt, wurde aus dem analysierten Zyklus übernommen. Im nächsten Schritt wurden alle Integrale mit dem bekannten Klopfbeginn geschnitten. Somit ergaben sich n Schwellwerte für die n Zylinder, welche durch Bildung des arithmetischen Mittels auf einen Schwellwert reduziert wurden. Dieser ist in Abbildung 4-6 als schwarze Horizontale eingezeichnet. Damit war der gesuchte Wert gefunden und konnte als sogenannte Klopfchwelle festgelegt werden, gültig für den zugrundeliegenden Einzelzyklus.

Um eine generelle Aussage bezüglich der Schwelle treffen zu können, musste die Bestimmung der horizontalen Klopfchwelle für alle 4 weiteren Einzelzyklen wiederholt werden. Damit ergaben sich insgesamt 5 Klopfchwellewerte, welche nach neuerlicher Mittelwertbildung einen Absolutwert ergaben. Dieser Wert kann nun als Eigenschaft des untersuchten Großgasmotors angesehen werden und kam bei allen folgenden Untersuchungen als Klopfchwelle bzw. *GrenzKI* (Siehe Tabelle 3-1) zum Einsatz.

In Abbildung 4-7 sind alle 5 simulierten Einzelzyklen, des jeweils gleichen Zylinders, mit den zugehörigen Klopfbeginnen und dem daraus berechneten horizontalen Schwellwert dargestellt.

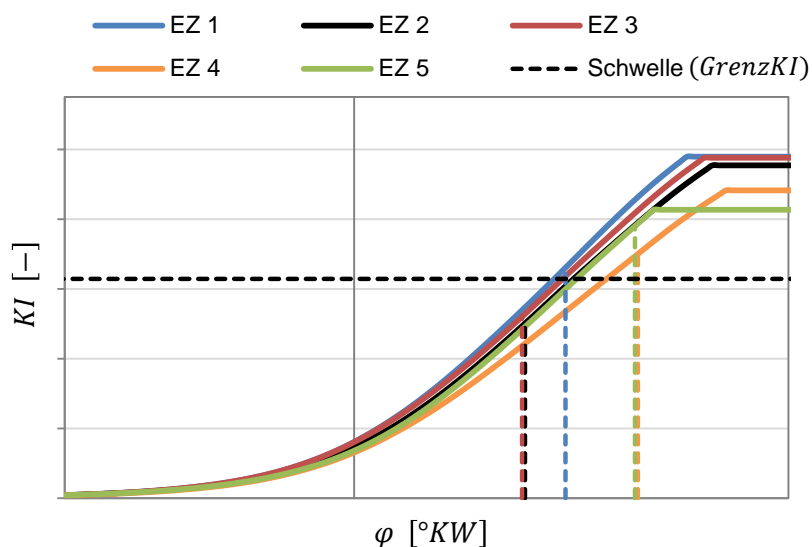


Abbildung 4-7: Ermittlung des horizontalen Schwellwerts

4.2.2 Maximale Steigung des Klopfintegrals

Bei der Bewertung des Klopfens spielt unter anderem auch die Lage bzw. der Zeitpunkt des Klopfers eine Rolle. Tritt Klopfen am bzw. gegen Ende der Verbrennung auf, so ist dabei nur mehr wenig Energie in Form von unverbranntem Kraftstoff vorhanden. Dieser Umstand reduziert das beim Klopfenritt vorhandene Energiepotenzial und damit die „Gefährlichkeit“.

Bei einem langsam ansteigenden Verlauf des Klopfintegrals kann davon ausgegangen werden, dass die Klopfschwelle erst relativ spät erreicht wird. Hingegen vermittelt ein schneller Anstieg ein rasches Erreichen der Schwelle, wo das Gefährdungspotential eines Klopfers höher ist. Aus diesem Gedanken heraus wurde die maximale Steigung des Klopfintegrals als zusätzliches Kriterium zur Klopfenerkennung herangezogen. Die maximale Steigung dient in erster Linie als Zusatzinformation und nicht unmittelbar zur Klopfenerkennung, wozu die absolute Klopfschwelle *GrenzKI* herangezogen wird.

Im Unterschied zum vorigen Kapitel stützt sich die Abstimmung auf keine klopfenden Einzelzyklen, sondern auf die 3 Mittelzyklen

Beim ersten Zyklus (MZ 1) wurden keine Klopfenerkennung detektiert. Im Gegensatz dazu wies der 2. Mittelzyklus (MZ 2) eine definitiv klopfende Verbrennung auf. Da der Brennverlauf des 3. Mittelzyklus vollkommen deckungsgleich mit dem des 2. war, wurde auf seine explizite Darstellung in nachfolgender Abbildung verzichtet.

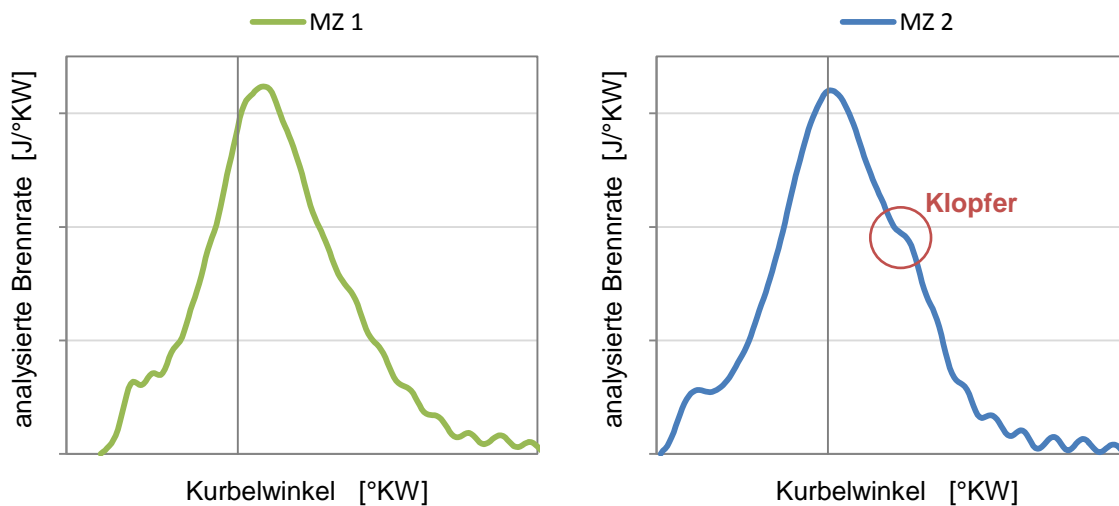


Abbildung 4-8: Vergleich klopfender und nicht klopfender Mittelzyklus

Im direkten Vergleich ist der Klopfer im Brennratenverlauf des 2. Mittelzyklus (Rechtes Diagramm) sehr gut zu erkennen. Er unterscheidet sich dabei wesentlich von den messbedingten Schwankungen. Der Brennverlauf des MZ 2 liegt auch etwas früher, d.h. dessen Zündung war früher, was wiederum die Klopfenerkennung erhöht.

Da nun bekannt war, dass MZ 2 und MZ 3 im Gegensatz zu MZ 1 klopfen, konnten die Brennverläufe an die Simulation übertragen werden.

Aus der Vorgabe der 3 analysierten Brennverläufe entstanden, nach Beendigung der Simulation, die jeweiligen Klopfintegrale KI und deren Ableitungen.

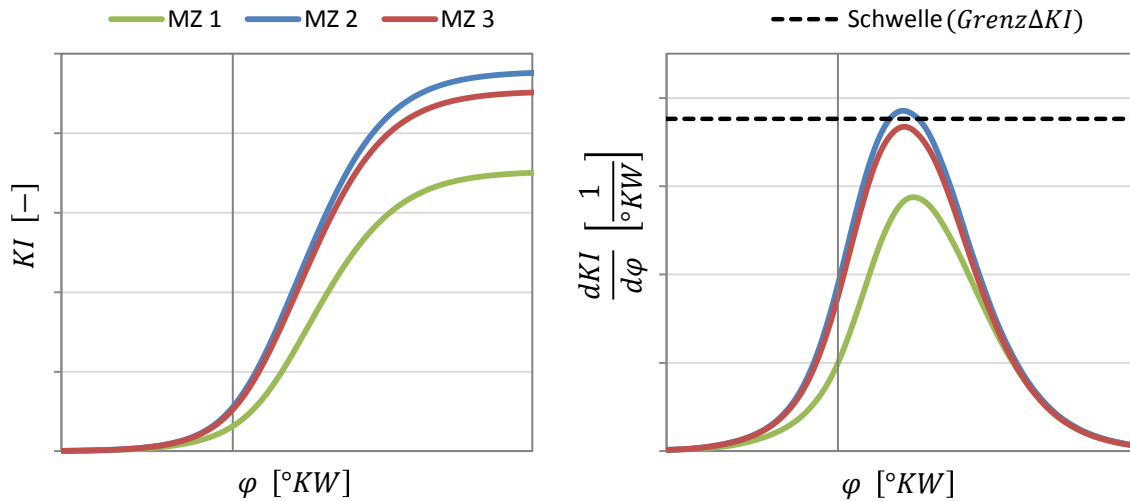


Abbildung 4-9: Klopfintegrale und deren Ableitungen

Die Ableitungen $dKI/d\varphi$ der beiden klopfenden Mittelzyklen zeigen einen wesentlich höheren Verlauf und damit eine größere Maximalsteigung als der nicht klopfende Zyklus MZ 1. Die gesuchte horizontale Schwelle entsteht durch Mittelwertbildung der beiden Maximalwerte. Der damit gefundene Schwellwert kam bei allen folgenden Untersuchungen als Schwelle für die maximale Steigung bzw. $Grenz\Delta KI$ (Siehe Tabelle 3-1) zum Einsatz.

5 Auswertung und Ergebnisse

Nachdem das Modell vollständig aufgebaut und dessen korrekte Funktion sichergestellt war, konnten die eigentlichen Untersuchungen erfolgen.

Dieses Kapitel zeigt die Vorgehensweise, wie man von der Simulation zu den Wirkungsgraden bzw. Teilverlusten kommt. Des Weiteren werden die Ergebnisse der angestellten Brennverlaufsvariationen dargestellt. Die optimale Schwerpunktlage der Verbrennung wird ermittelt und Variationen bezüglich Brennverlaufsform und -dauer angestellt. Zusätzlich wird das durch Erhöhen des Verdichtungsverhältnisses entstehende Potential aufgezeigt. Abschließend werden noch genauere Untersuchungen zum Vorkammer-Brennverlauf speziell hinsichtlich Stickoxidbildung durchgeführt.

5.1 Methodik

Im Folgenden wird die Vorgangweise von der Vorgabe des Brennverlaufs bis zum Ergebnis der Simulation, welches in Form der Verlustteilung dargestellt wird, umrissen.

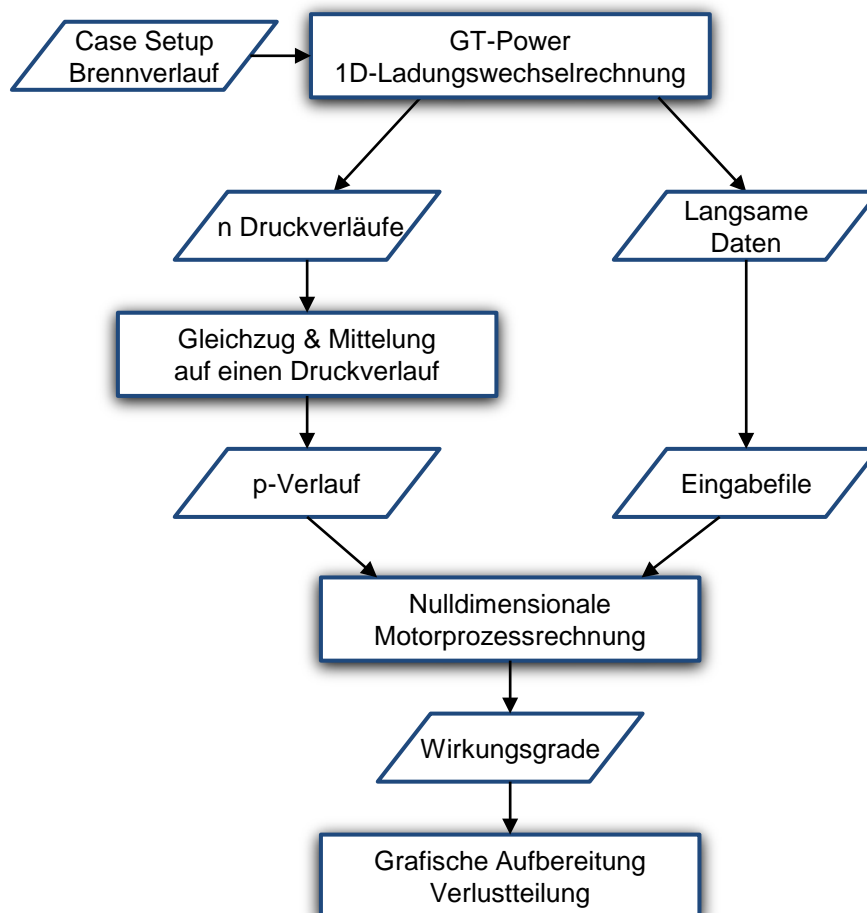


Abbildung 5-1: Ablauf Simulation und Auswertung

Zu Beginn werden im *Case Setup* der Simulationsumgebung alle notwendigen Parameter definiert. Darin werden die Randbedingungen der Simulation initialisiert, gemäß der in Kapitel 3.1.1 definierten Kategorien. Diese bleiben über alle Berechnungen, soweit nicht explizit erwähnt, konstant. Die große Ausnahme stellt dabei der Brennverlauf dar, welcher in erster Linie durch Variation der Dauer, der Lage und der Form verändert wurde.

Nach erfolgreicher Initialisierung erfolgt der Start der Simulation. Deren Dauer hängt in erster Linie von der Anzahl der Variationen, also der Cases, und dabei vor allem von der Größe der Veränderung gegenüber dem vorherigen Case, welcher zur Initialisierung des Neuen benutzt

wird, ab.

Aus der Vielzahl der Simulationsresultate werden die zylinderselektiven Druckverläufe und der Zustand der Zylinderladung bei bzw. kurz nach ES exportiert. In nachfolgender Tabelle sind die langsamen Zylinderdaten detailliert aufgelistet.

Tabelle 5-1: Langsame Zylinderdaten bei Einlassschluss

Variable	Beschreibung
<i>fuelnrg</i>	Energie des Brennstoffs [J]
<i>fuelbrnd</i>	Umgesetzter Anteil (=ZETA) [-]
<i>traircs</i>	Luftmasse [mg]
<i>trfuelcs</i>	Brennstoffmasse [mg]
<i>burnmfcs</i>	Restgasmasse [mg]
<i>compratio</i>	Verdichtungsverhältnis ε [-]
<i>bmep</i>	Effektiver Mitteldruck [bar]
<i>rpm</i>	Drehzahl [U/min]

Für das Eingabefile der Motorprozessrechnung ist es notwendig, aus den ersten beiden Werten noch die unverbrannte Energie *uburnnrg* zu ermitteln.

$$uburnnrg = (1 - fuelbrnd) \cdot fuelnrg \quad (5-1)$$

Neben den langsamen Daten werden noch eine Reihe anderer Parameter des untersuchten Motors in das Eingabefile geschrieben, zusammengefasst sind das:

Tabelle 5-2: Inhalt des Eingabefiles

Datenkategorie
Langsame Daten
Zylinderabmessungen
Ventilsteuerzeiten
Wärmeübergang
Oberflächentemperaturen
Gaszusammensetzung

Zusätzlich benötigt die Motorprozessrechnung noch schnelle Daten in Form eines Druckverlaufs. Abhängig von der Anzahl der Zylinder ergeben sich n Druckverläufe. Diese Druckverläufe beziehen sich, gemäß der Zündfolge des Mehrzylindermotors, relativ auf den OT des ersten Zylinders. Um eine Mittelung auf einen repräsentativen Druckverlauf zu ermöglichen, müssen erst die Druckverläufe in den gleichen OT „verschoben“ werden.

Damit sind alle für den Start der nulldimensionalen Motorprozessrechnung notwendigen Daten vorhanden und es kann eine Druckverlaufsanalyse mit inkludierter Verlustteilung durchgeführt werden. Als Ergebnis erhält man die Teilwirkungsgrade bzw. die Teilverluste gemäß der in Kapitel 2.2 erklärten Verlustteilung.

Nach einer abschließenden grafischen Aufbereitung stellt sich die Verlustanalyse, wie in den folgenden Kapiteln ersichtlich, in Form gestapelter Säulen dar.

5.2 Variation der Vibe-Parameter

Dieses Kapitel beinhaltet die Ergebnisse der Vollmotorsimulation bei stufenweiser Änderung der Vibe-Parameter. Der Vibe-Brennverlauf wurde als Funktion der 3 Größen Formfaktor m , Verbrennungslage COG und Verbrennungsdauer $\Delta\varphi_{VD}$ erstellt. Bei den Variationen wurde immer ein Parameter verändert, um dessen Einfluss auf den indizierten Wirkungsgrad sowie die Teilverluste zu bewerten, und die anderen Beiden konstant gehalten. Grundsätzliches Ziel ist die Erhöhung des indizierten Wirkungsgrades η_i , ohne dabei die Teilverluste unberücksichtigt zu lassen.

5.2.1 Ausgangsbasis

Die grafischen Darstellungen der Verlustteilungsäulen wurden, um die Differenzen besser darstellen zu können, jeweils auf den indizierten Wirkungsgrad eines Basis-Brennverlaufs bezogen.

Der gewählte Basis-Vibe entspricht einem symmetrischen Brennverlauf, dadurch besitzt er einen Formfaktor von 2. Die Brennrate liegt so, dass sich ihr Flächenschwerpunkt einige Grad Kurbelwinkel nach dem Oberen Totpunkt befindet. Durch Vorgabe dieses Ersatzbrennverlaufs mit anschließender Simulation und Auswertung (Gemäß Kapitel 5.1), ergaben sich Teilverluste gemäß folgender Abbildung. Die Simulation erfolgte mit Regelung auf eine Stickoxidemission von 500 mg/Nm^3 .

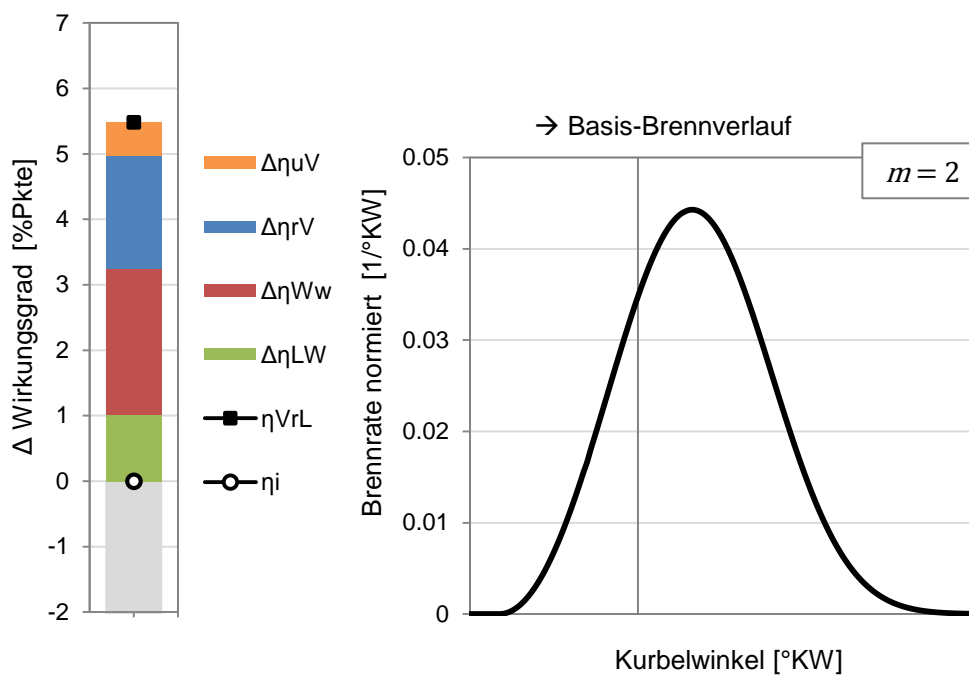


Abbildung 5-2: Verlustteilung aus Simulation des Basis-Brennverlaufs

Rechts ist der Verlauf der Basis-Brennrate und links die daraus resultierende Verlustteilung dargestellt. Es lässt sich erkennen, dass von der Säule der indizierte Wirkungsgrad η_i abgezogen wurde und somit eine Ausgangsbasis bildet, welche allen weiteren Ergebnissen zu Grunde liegt.

Es sei darauf hingewiesen, dass die Verlustteilungsäule des Basis-Brennverlaufs immer durch die weiße Füllung des Kreissymbols für den inneren Wirkungsgrad gekennzeichnet ist.

5.2.2 Lage der Verbrennung

Zur Untersuchung des Einflusses der Verbrennungslage auf den Wirkungsgrad wurde der Brennratenerverlauf in gleichmäßigen Schritten, ausgehend vom Basis-Brennverlauf, nach früh bzw. spät verschoben.

Regelung auf ein Stickoxid-Niveau von $500 \text{ mg}/\text{Nm}^3$

Die durch Vorgabe der Vibe-Parameter aus der Simulation entstandenen Brennraten sind in normierter Form wie folgt dargestellt.

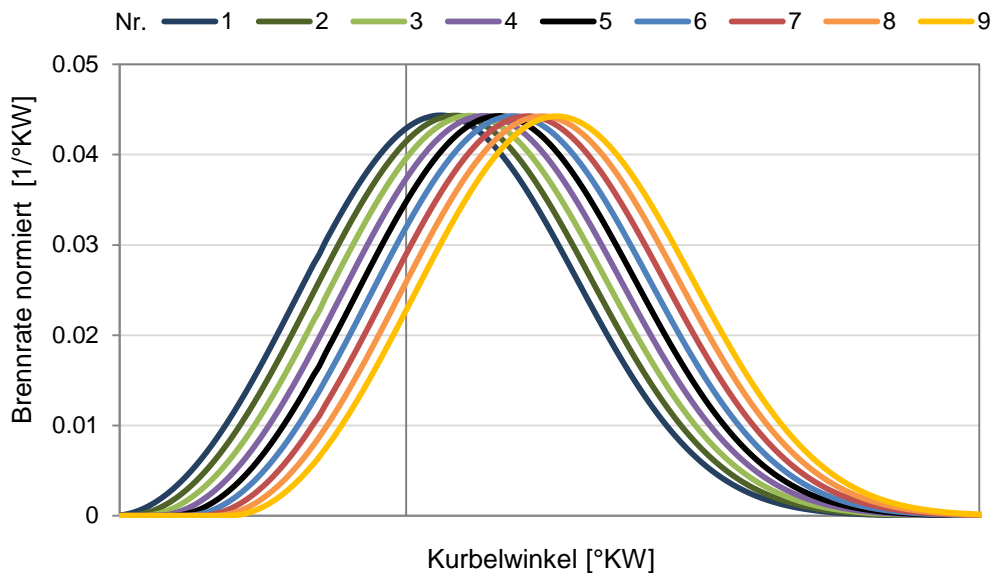


Abbildung 5-3: Brennraten bei Lagevariation / $500 \text{ mg NO}_x/\text{Nm}^3$

Die Brennrate mit der Nummer 5 entspricht dem Basisverlauf. Ausgehend davon wurden 4 Verläufe mit früheren Schwerpunktlagen und 4 mit späterer Lage realisiert.

Diese 9 verschiedenen Brennverläufe ergaben folgende Verlustteilungsäulen:

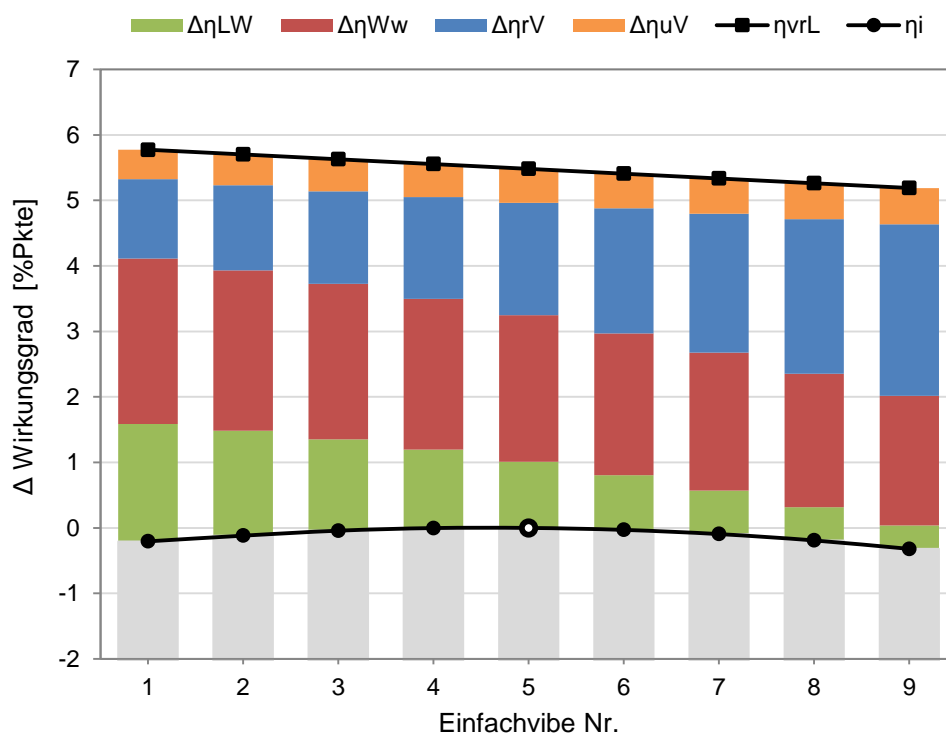


Abbildung 5-4: Verlustteilung Lagevariation / $500 \text{ mg NO}_x/\text{Nm}^3$ / $m = 2$

Ausgangsbasis ist der Wirkungsgrad des vollkommenen Motors mit realer Ladung η_{vrL} , welchem laut Definition der vereinfachte Vergleichsprozess der Gleichraumverbrennung zugrunde liegt [6]. Für den thermodynamischen Wirkungsgrad der Gleichraumverbrennung $\eta_{th,v}$ gilt:

$$\eta_{th,v} = 1 - \frac{1}{\varepsilon^{\kappa-1}} \quad (5-2)$$

Der erreichbare Wirkungsgrad ist vom Verdichtungsverhältnis ε und dem Isentropenexponenten κ abhängig. Bei der vereinfachten Berechnung des Wirkungsgrades mittels Gleichung (5-2) wird von konstanten spezifischen Wärmekapazitäten ausgegangen. Durch den Umstand, dass in dieser Arbeit die reale Ladung im Wirkungsgrad des vollkommenen Motors berücksichtigt wird, ergibt sich eine Temperaturabhängigkeit des κ . Dies führt wiederum zum Einfluss des Luftverhältnisses auf den Isentropenexponenten und damit zu einem Einfluss des Lambdas auf η_{vrL} .

Die Tatsache, dass durch Verändern des Luftverhältnisses auf ein Stickoxidniveau von 500 mg/Nm^3 geregelt wird, erklärt das Gefälle des Verlaufs von η_{vrL} in Abbildung 5-4. In Richtung früher Lage steigt die Temperatur der Verbrennung und somit würden mehr Stickoxide gebildet werden. Dem wirkt die Regelung mit einer Erhöhung des Lambda, sprich mit Abmagern, entgegen (Siehe Kapitel 3.1.2). Es entsteht so ein Gefälle des Lambda von hohen Werten bei früher Lage hin zu niedrigeren bei späterer Lage. Genau diese Lambdaunderchiede bewirken das sinkende η_{vrL} bei später stattfindender Verbrennung.

Die Tendenzen der Teilverluste stellen sich wie folgt dar:

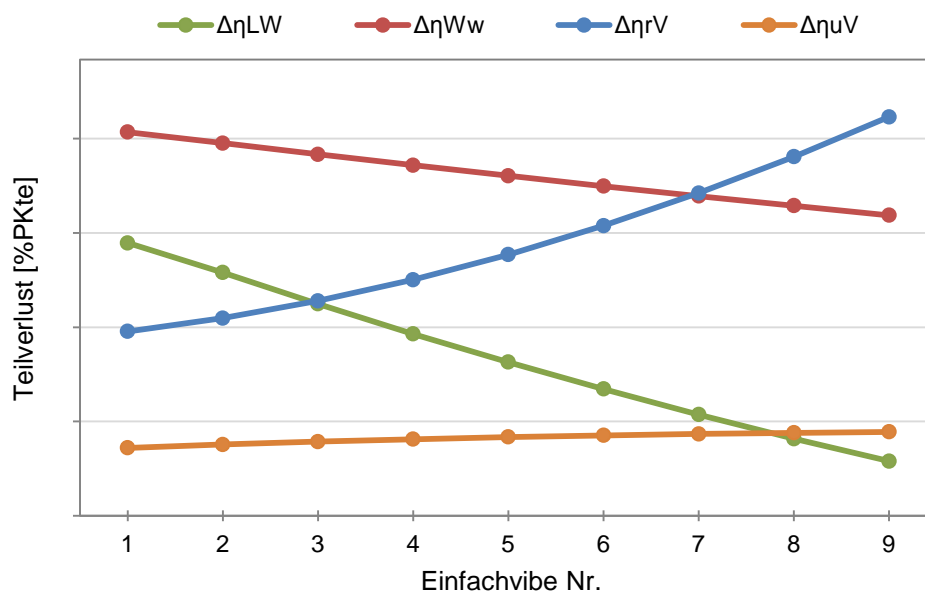


Abbildung 5-5: Teilverluste Lagevariation / 500 mg NO_x/Nm³

Der Umsetzungsverlust $\Delta\eta_{uV}$ ändert sich über den Zusammenhang für den Umsetzungsgrad (Siehe Kapitel 3.2.1). Der Anstieg des Lambda nach früh senkt das ζ . Genau gegenläufig verhält es sich mit der Schwerpunktlage (Siehe Abbildung 5-6). Sinkt diese, so erhöht das den Umsetzungsgrad. Diese beiden gegenteiligen Effekte heben sich in etwa auf, $\Delta\eta_{uV}$ bleibt annähernd konstant.

Der Verlust durch reale Verbrennung $\Delta\eta_{rV}$ steigt mit der Entfernung vom Oberen Totpunkt, da sich dadurch der Brennratenvorlauf immer mehr vom Idealprozess der Gleichraumverbrennung unterscheidet.

Bei früher Lage herrschen höhere Temperaturen und Drücke im Brennraum, was sich wiederum steigend auf den Wärmeübergang auswirkt. Es geht ein größerer Anteil der durch den Brennstoff eingebrachten Wärme durch die Wandungen verloren, der

Wandwärmeverlust $\Delta\eta_{Ww}$ steigt dadurch an.

Die beiden Verluste $\Delta\eta_{rV}$ und $\Delta\eta_{Ww}$ verhalten sich gegengleich. Durch Verschieben der Brennrate nach spät nimmt zwar der Wandwärmeverlust ab, der Verbrennungsverlust im Vergleich jedoch stärker zu. Es lässt sich also eine starke Lageabhängigkeit beider Verluste erkennen. Im speziellen bestätigten die durchgeführten Untersuchungen, dass $\Delta\eta_{Ww}$ praktisch rein von der Lage der Verbrennung abhängig ist.

Der Verlust durch den Ladungswechsel $\Delta\eta_{LW}$ hängt hauptsächlich von Lage und Luftverhältnis ab. Je später die Verbrennung abläuft, desto höher ist die Temperatur nach dem Auslass bzw. vor dem Turbineneintritt und desto höher ist damit auch die Abgasenthalpie, welche in der Turbine abgebaut werden kann, der Verlust ist geringer. Neben der Lage hat auch das bereits erwähnte Lambdagefälle einen Einfluss auf den Ladungswechsel. Nachfolgend sind, ausgehend vom Basis-Verlauf Nr. 5, die Verläufe des Lambda und der Schwerpunktlage abgebildet.

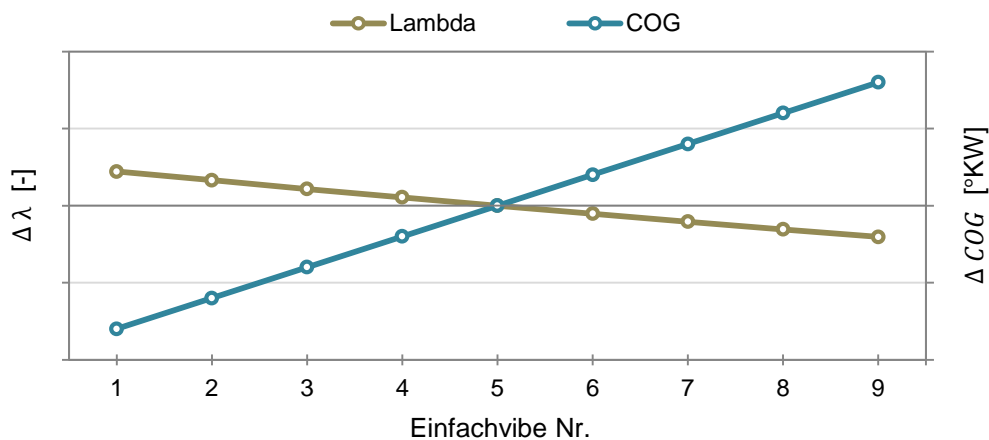


Abbildung 5-6: Lambda und Schwerpunktlage bei Lagevariation / 500 mg NO_x/Nm³

Dazu betrachte man eine Definition des dimensionslosen Lambda:

$$\lambda = \frac{m_L}{L_{st} m_B} \quad (5-3)$$

Darin bezeichnet L_{st} den stöchiometrischen Luftbedarf in kg Luft je kg Brennstoff, m_L die Luftmasse und m_B die Brennstoffmasse.

Soll nun eine magere Brennraumladung erreicht werden, so muss, bei annähernd gleichbleibender Kraftstoffmenge, mehr Luft in den Zylinder gebracht werden. Nachteiligerweise senkt das höhere Lambda den Gemischheizwert und dieser den erreichbaren Mitteldruck. Um den geforderten BMEP doch zu erreichen, erhöht die Mitteldruckregelung nochmals die Luftmenge. Parallel dazu muss die Kraftstoffmenge entsprechen angehoben werden, sodass die Mitteldruckregelung das λ nicht verändert.

Zusammenfassend lässt sich also der Anstieg der Luftmasse auf zwei Punkte zurückführen. Er ist einerseits für das Abmagern und andererseits für das Halten des Mitteldrucks notwendig. Bei den früher gelegenen Brennraten erfordert dies mehr Arbeit von den Turbinen, was den Ladungswechselverlust nochmals steigert.

In Abbildung 5-5 zeigt sich, dass $\Delta\eta_{LW}$ der stärksten Änderung unterworfen ist und deshalb, gemeinsam mit dem Verbrennungsverlust, den Haupteinfluss auf den Verlauf des indizierten Wirkungsgrads darstellt. Wie aus Abbildung 5-4 erkennbar, liegt das Maximum von η_i und damit das Lageoptimum der Verbrennung zwischen den Ersatzbrennverläufen 4 und 5. Dieses Ergebnis gilt jedoch nur für die Vibe-Funktion mit einem Formfaktor von 2.

Um unabhängig von der Form des Brennatenverlaufs auf die optimale Verbrennungslage zu schließen, wurden zusätzliche Lagevariationen mit den Formfaktoren 0.5 und 6 simuliert.

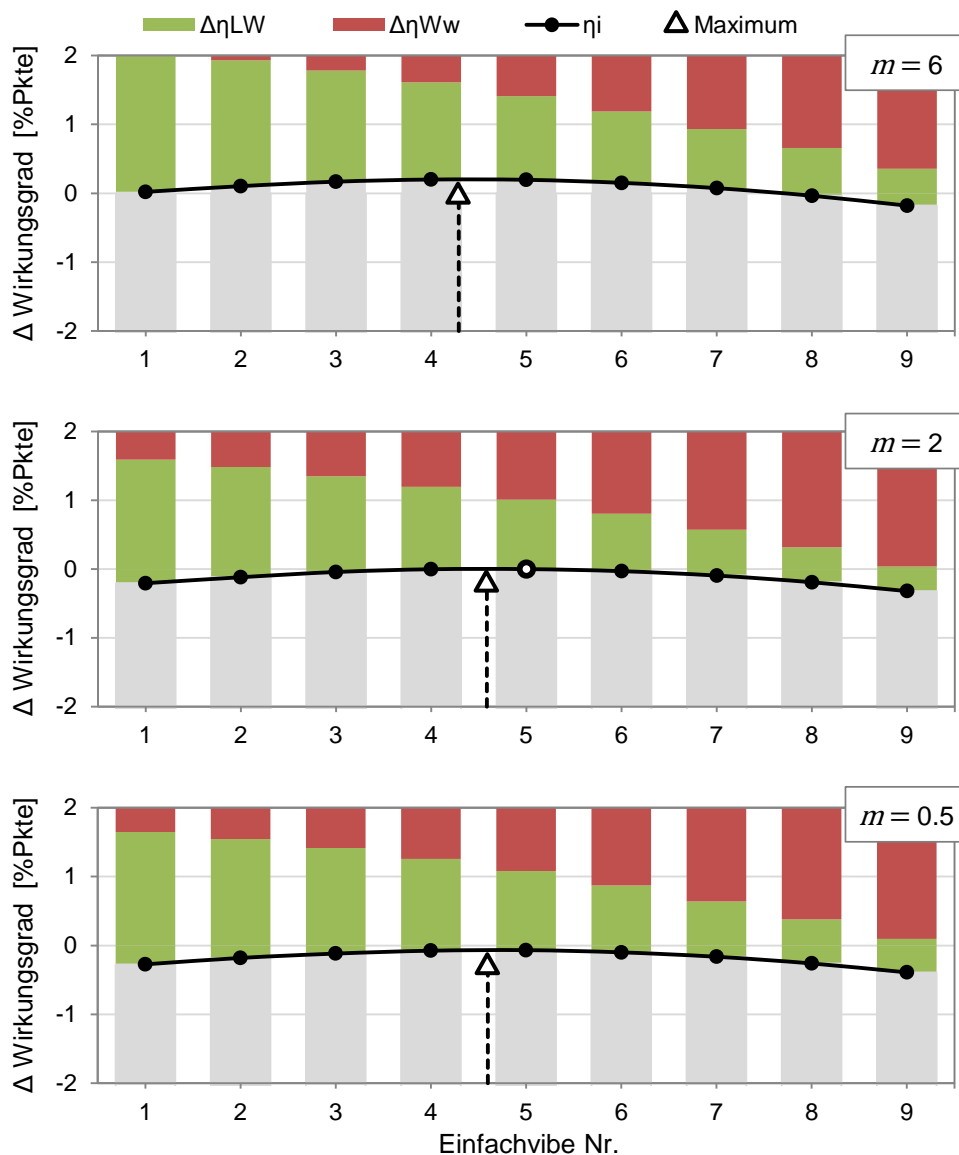
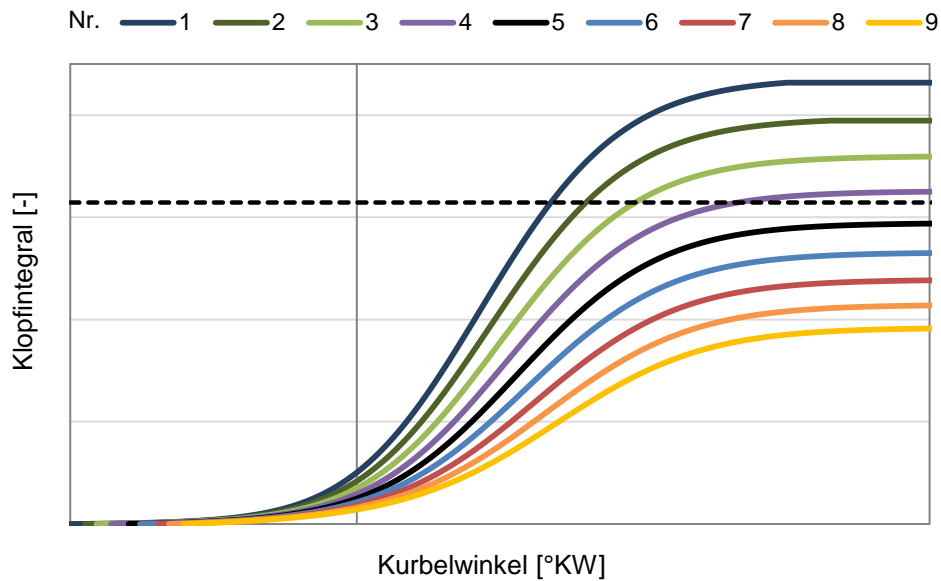


Abbildung 5-7: Optimale Verbrennungslage / 500 mg NO_x/Nm^3

Die Diagramme der 3 ausgewählten Formfaktoren zeigen die Verläufe des indizierten Wirkungsgrades über der Schwerpunktlage. Eine Analyse der Verläufe ergab die jeweilige Lage des Wirkungsgradmaximums abhängig vom zugehörigen m . Ein Vergleich der Kurven offenbart geringe Unterschiede. So lässt sich behaupten, dass der Einfluss des Formfaktors auf die optimale Lage der Verbrennung äußerst gering ist.

Als Resultat der Lagevariation ergibt sich ein Ersatzbrennverlauf, welcher hinsichtlich des erreichbaren indizierten Wirkungsgrades ein Optimum darstellt. Ein solcher Brennverlauf liegt zwischen den Verläufen 4 und 5 (Siehe Abbildung 5-3). Somit ist der erste Freiheitsgrad – die Schwerpunktlage – bei der Suche nach dem optimalen Brennatenverlauf bestimmt. Diese wird im Weiteren mit COG_{OPT} bezeichnet und legt die Lage der Brennverläufe aller weiteren Variationen der nachfolgenden Kapitel fest.

Um die Realisierbarkeit der Verbrennung am realen Motor zu bewerkstelligen, darf die Klopfneigung nicht unberücksichtigt bleiben. Ein Zylinder wies bei allen Simulationen die höchste Klopfneigung auf. Dessen Klopfintegrale zeigen starke Unterschiede bezogen auf die vorgegebenen Vibe-Brennverläufe.

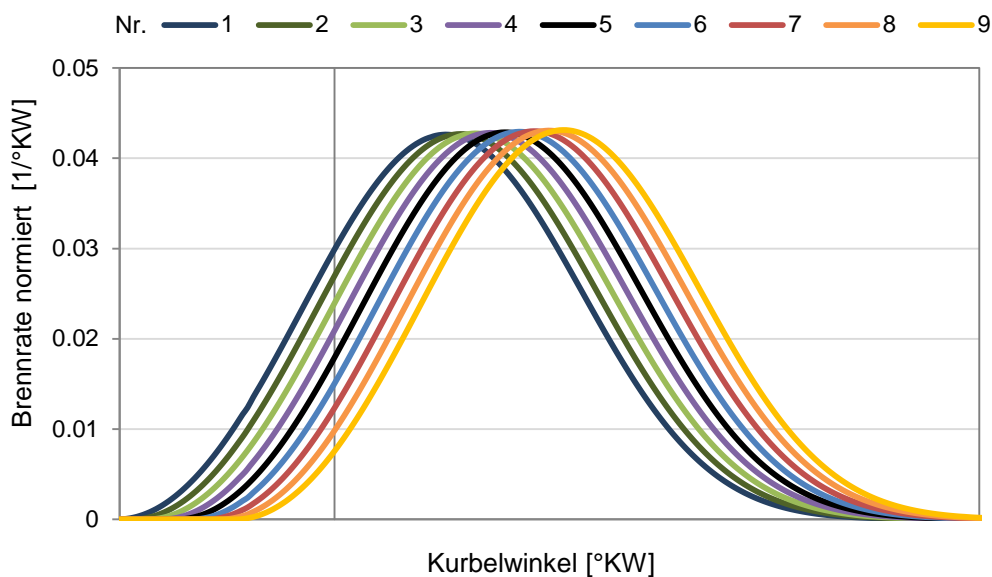
Abbildung 5-8: Klopffintegrale Lagevariation / 500 mg NO_x/Nm³

Das Klopffintegral ist ein Funktional von Druck und Temperatur der unverbrannten Zone (Siehe Gleichung (3-14)). Diese beiden Größen sind speziell bei frühen Verbrennungen hoch und sinken mit später werdender Lage. Dieses Faktum spiegelt sich in den Verläufen der Integrale wieder. Der erste Einfachvibe (Nr. 1) erzeugt den höchsten Wert. Beim bezüglich der Lage spätesten Ersatzbrennverlauf (Nr. 9) befindet sich der Endwert des Integrals weit unter dem Schwellwert (strichliert). Wie zu erwarten war, wirkt sich eine später stattfindende Verbrennung positiv auf die Klopfneigung aus.

Regelung auf ein Stickoxid-Niveau von 500 mg NO_x/Nm³

Um die Stickoxid-Grenze von 200 mg/Nm³ einzuhalten, ist es grundsätzlich notwendig die Verbrennungstemperatur zu senken. Dies wird durch eine, gegenüber den Simulationen auf 500 mg NO_x/Nm³, magerere Verbrennung erreicht, d.h. das Niveau des Luftverhältnisses ist hier grundsätzlich höher.

Die durchgeführten Simulationen führten, nach Vorgabe der entsprechenden Vibe-Parameter, zu den nachfolgenden Brennratenverläufen in normierter Form.

Abbildung 5-9: Brennraten bei Lagevariation / 200 mg NO_x/Nm³

Die Brennraten liegen, gegenüber den Simulationen auf $500 \text{ mg NO}_x/\text{Nm}^3$ (Siehe Abbildung 5-3), um einige Grad Kurbelwinkel später.

Ein weiterer Unterschied liegt in der Höhe der Verläufe. Das Abmagern des Verbrennungsgases senkt, über den quadratischen Zusammenhang von Kapitel 3.2.1, den Umsetzungsgrad und damit die genutzte Kraftstoffenergie. Dies zeigt sich durch kleinere Flächen unter den Brennverläufen. Da die Brenndauer über alle Verläufe unverändert bleibt, müssen diese etwas flacher werden, um auch weniger Fläche „aufzuspannen“.

Die obigen 9 Brennverläufe ergaben nach der Verlustanalyse die Säulen und Verläufe folgender Abbildung:

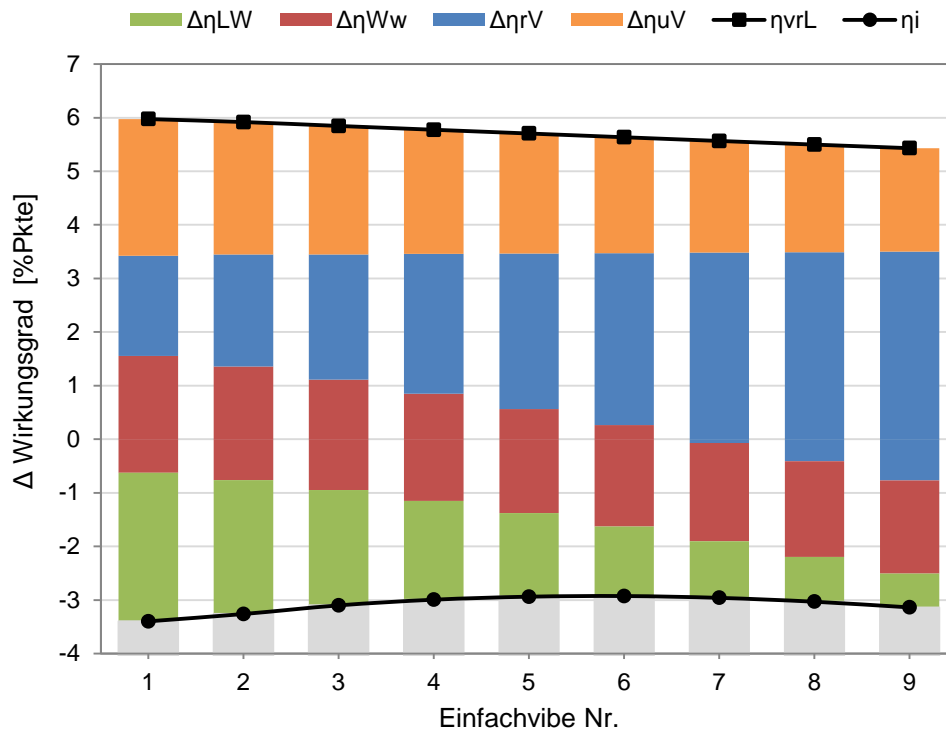


Abbildung 5-10: Verlustteilung Lagevariation / $500 \text{ mg NO}_x/\text{Nm}^3$ / $m = 2$

Der Wirkungsgrad des vollkommenen Motors mit realer Ladung η_{vrL} fällt Richtung späte Verbrennungslage hin ab. Dies passiert wegen der gleichen Zusammenhänge, wie bei den $500 \text{ mg NO}_x/\text{Nm}^3$ -Ergebnissen. Eine frühe Lage führt zu mehr Stickoxiden, folglich muss das Luftverhältnis erhöht werden und „zieht“ damit η_{vrL} nach oben. Durch das schon grundsätzlich höhere Lambda steigen die Wirkungsgrade η_{vrL} über die der $500 \text{ mg NO}_x/\text{Nm}^3$ -Simulation.

Auf den ersten Blick ist der Anstieg im Wirkungsgrad des vollkommenen Motors positiv. Der gleichzeitig stark gestiegene Umsetzungsverlust macht jedoch den Gewinn wieder zunichte.

Die detaillierte Darstellung der Teilverlust-Verläufe erlaubt die Zusammenhänge noch besser zu erkennen.

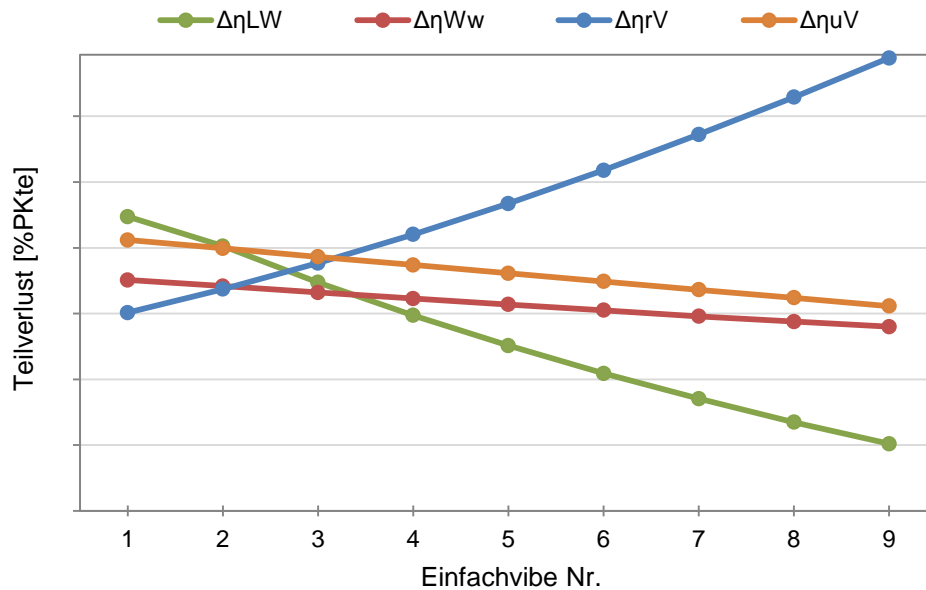


Abbildung 5-11: Teilverluste Lagevariation / 200 mg NO_x/Nm³

Der Umsetzungsverlust $\Delta\eta_{uV}$ fällt Richtung späte Lage leicht ab. Wegen des ZETA-Zusammenhangs müsste $\Delta\eta_{uV}$ eigentlich steigen. Jedoch sinkt das Luftverhältnis entsprechend stärker und erzeugt somit den abfallenden Verlauf des Umsetzungsverlusts.

Der Verlust durch reale Verbrennung $\Delta\eta_{rV}$ steigt, in gleicher Weise wie bei 500 mg NO_x/Nm³, mit der Entfernung vom Oberen Totpunkt. Vergleicht man zwei Brennverläufe der beiden Simulationen (500 und 200 mg NO_x/Nm³) mit identer Schwerpunktlage, so besitzen beide den qualitativ gleichen $\Delta\eta_{rV}$. Gegenüber den anderen Teilverlusten unterliegt $\Delta\eta_{rV}$ einem besonders auffälligen Anstieg.

Je weiter sich die Verbrennung von OT entfernt, desto mehr sinken Druck und Temperatur im Brennraum. Dies vermindert den Wärmeübergang entsprechend dem $\Delta\eta_{Ww}$ -Verlauf. Auch hier zeigen der Verbrennungs- und der Wandwärmeverlust die typische Lageabhängigkeit.

In gleicher Art, wie die Verluste durch reale Verbrennung steigen, fällt der Ladungswechselerlust $\Delta\eta_{LW}$. Die hohen Luftverhältnisse der frühen Brennverläufe erfordern ein Mehr an Luftmasse, was schlussendlich von den Verdichtern bereitgestellt werden muss. Die zusätzlich geforderte Arbeit wird durch die Turbinen erzeugt und hebt somit die Verluste des Ladungswechsels.

In Abbildung 5-11 zeigt sich, analog zu Abbildung 5-5, dass sich die Verläufe von $\Delta\eta_{LW}$ und $\Delta\eta_{rV}$ beim Verändern der Lage am markantesten ändern. Deshalb stellen diese Beiden den Haupteinfluss auf den inneren Wirkungsgrad η_i dar. Das Maximum von η_i und damit das Lageoptimum der Verbrennung mit einer Gesamtmotoremission von 200 mg/Nm³ entspricht in etwa dem Ersatzbrennverlauf Nr. 6.

Der Brennverlauf mit der Nummer 9 des vorigen Kapitels besitzt den identen COG-Wert wie der Brennverlauf Nr. 4 in Abbildung 5-9. Die Verläufe wurden jeweils um den gleichen Betrag verschoben. So ergibt sich, dass die optimale Verbrennungslage der 200 mg NO_x/Nm³-Simulation etwa 6 Brennverläufe nach der der Simulation auf 500 mg NO_x/Nm³ liegt. Nicht nur das Optimum liegt wesentlich später, sondern auch der erreichbare Wirkungsgrad in Form von η_i liegt bei 200 mg NO_x/Nm³ deutlich niedriger. Das sind die Nachteile, welche für niedrigere Stickoxidemissionen in Kauf genommen werden müssen.

Um auch hier die Klopfneigung zu berücksichtigen, sind anschließend die Verläufe der Klopfintegrale abgebildet. Es handelt sich um jene des Zylinders mit der höchsten Klopfneigung, analog zur vorherigen Untersuchung.

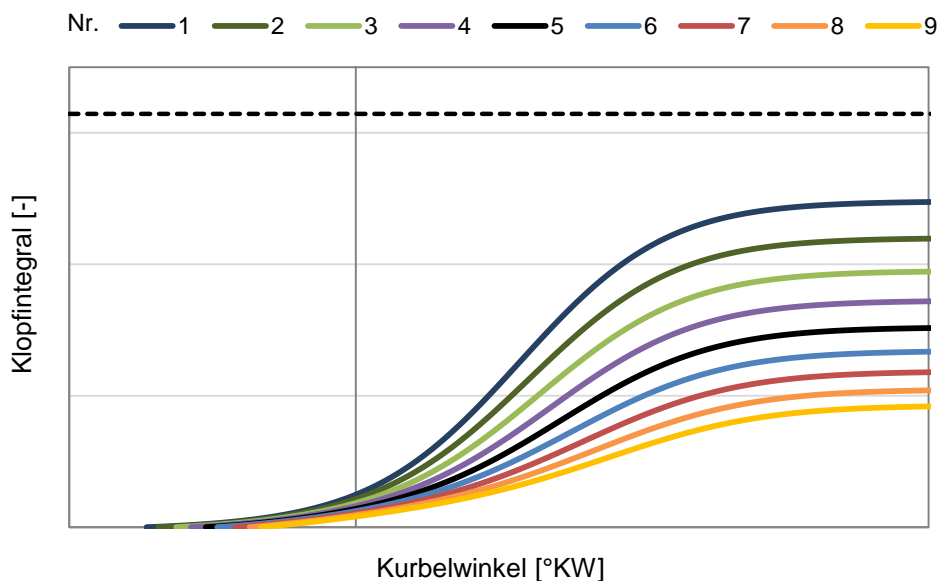


Abbildung 5-12: Klopfintegrale Lagevariation / 200 mg NO_x/Nm³

Die Integrale zeigen bereits bekannte Tendenzen, ihr Endwert sinkt mit späterer Lage. Das Problem des eventuellen Überschreitens der strichlierten Linie – der Klopfschwelle – ist nicht vorhanden. Die Klopfschwelle des untersuchten Gasmotors ist eine motorspezifische Eigenschaft, somit bleibt diese für alle Variationen gleich. Vergleicht man obige mit Abbildung 5-8 (= 500 mg NO_x/Nm³) so lässt sich mit Gewissheit sagen, dass bei 200 mg NO_x/Nm³ Klopfen, unter den gewählten Randbedingungen, keine relevante Gefahr darstellt.

Ohne NO_x-Regelung

Das Betreiben des Gasmotors ohne Regelung auf eine bestimmte Stickoxidemission, egal ob auf 200 oder 500 mg/Nm³, wird im Allgemeinen nicht praktiziert. Jedoch wurden im Rahmen dieser Arbeit, um die innermotorischen Zusammenhänge besser zu verstehen, derartige Simulationen durchgeführt und mit den Ergebnissen des geregelten Betriebs verglichen.

Wird die Regelung auf konstante Stickoxide unterbunden, so bleibt das Luftverhältnis unverändert und entspricht seinem Initialisierungswert. Aufgrund dieses Lambdas erzeugt der Motor Stickoxide im Bereich um 500 mg/Nm³. Das bedeutet, dass den Ergebnissen der Verlustanalyse in Abbildung 5-13 das idente Lambda zugrunde liegt.

Vergleicht man nachfolgende Abbildung mit Abbildung 5-4, so können wesentliche Unterschiede wahrgenommen werden.

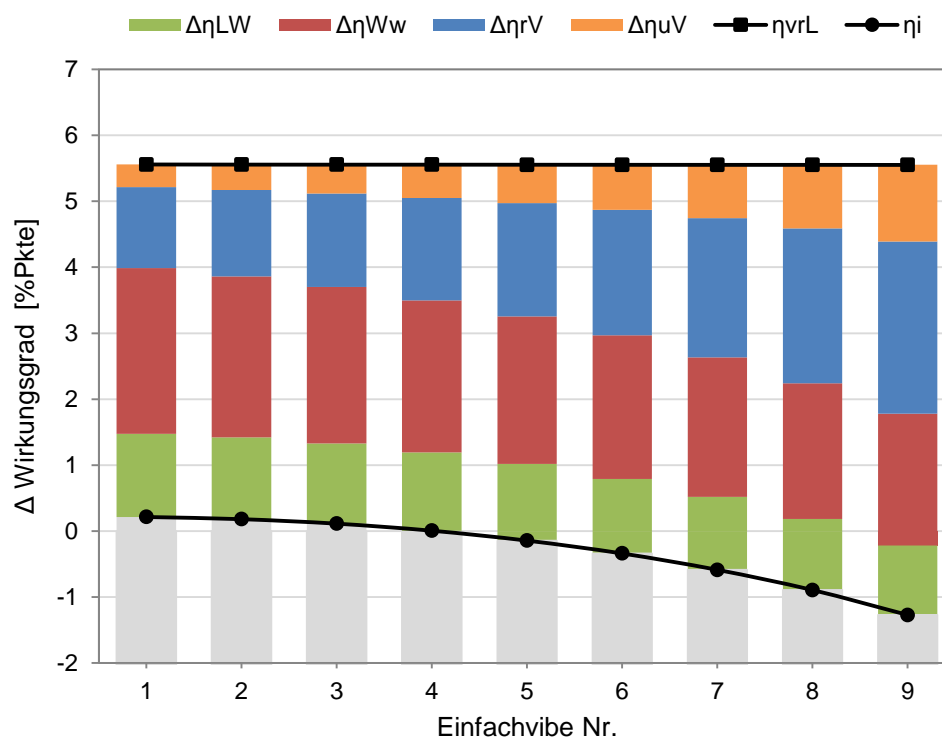


Abbildung 5-13: Verlustteilung Lagevariation / Lambda = konst. / m = 2

Bei gleichem Verdichtungs- und Luftverhältnis bleibt der Wirkungsgrad des vollkommenen Motors mit realer Ladung η_{vrL} über alle 9 Brennverläufe, also unabhängig von der Lage, konstant.

Der mit späterer Verbrennungslage steigende Umsetzungsverlust $\Delta\eta_{uV}$ ist dem Zusammenhang für den Umsetzungsgrad geschuldet. Bei konstantem Lambda ist ZETA nur mehr von der Schwerpunktlage abhängig (Gleichung (3-6)). Mit steigendem COG steigt auch der Verlust durch unvollkommene Verbrennung, entsprechend Abbildung 3-4.

Da sich die Form der Verbrennung, gegenüber der 500 mg NO_x/Nm³-Simulation, nicht geändert hat, bleibt der Verbrennungsverlust $\Delta\eta_{rV}$ qualitativ gleich.

Wie bereits erwähnt, ist der Verlust durch Wandwärmeübergang fast ausschließlich von der Verbrennungslage abhängig. So lieferten die Ersatzbrennverläufe jeweils denselben Wandwärmeverlust, unabhängig von der Art der Regelung.

Den markantesten Unterschied zeigt der Vergleich der Ladungswechselperluste. Während diese bei den Simulationen auf konstante NO_x-Emission mit steigender Schwerpunktlage relativ stark sinken, bleiben sie hier annähernd unverändert. Da das Luftverhältnis konstant ist, kann dieses die Verluste durch den Ladungswechsel nicht beeinflussen. Bei genauer Betrachtung nimmt $\Delta\eta_{LW}$ dann doch nach rechts hin ab. Dies ist exakt der Einfluss der Schwerpunktlage, d. h. eine spätere Lage liefert auch eine höher Abgasenthalpie, da die Verbrennung mehr in der Expansionsphase stattfindet.

Bei den untersuchten Brennverläufen zeigt eine Betrachtung des Verlaufes von η_i kein Maximum. Das Optimum würde noch früher als der Einfachvibe Nr. 1 liegen.

5.2.3 Formfaktor

Um den Form-Einfluss des Brennratenverlaufs auf den Wirkungsgrad zu erfassen, fand eine Variation des Formfaktors m statt. Schrittweise wurde dieser, ausgehend vom symmetrischen Basis-Brennverlauf ($m = 2$), vermindert bzw. erhöht. Die daraus entstandenen 7 unterschiedlichen Brennraten zeigt das nachfolgende Diagramm.

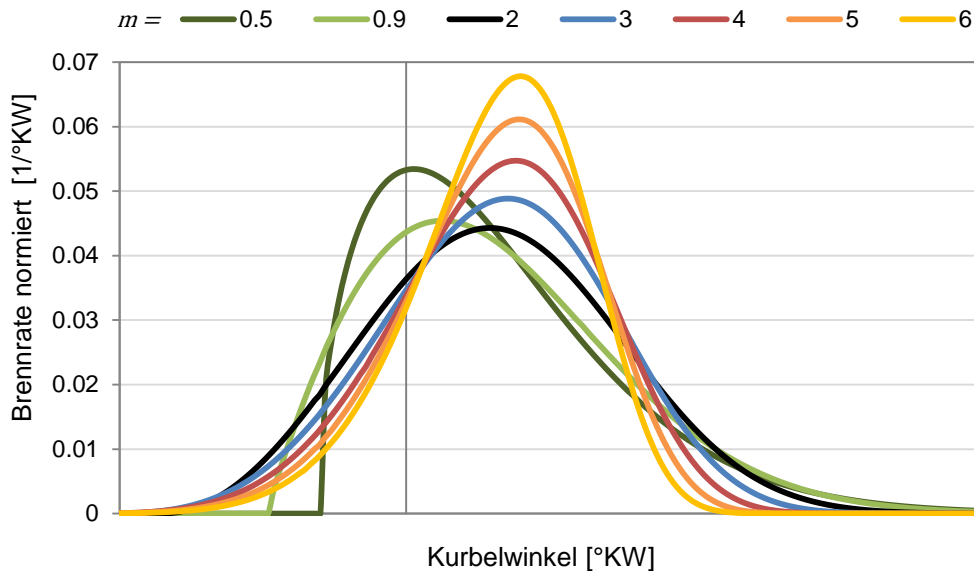


Abbildung 5-14: Brennraten bei Variation des Formfaktors

Darin besitzen alle Verläufe die idente Schwerpunktlage. Und zwar jene, die im vorigen Kapitel als optimale Verbrennungslage der 500 mg NO_x/Nm^3 -Simulation bestimmt wurde, bezeichnet mit COG_{OPT} .

Auf Basis dieser 7 Brennratenverläufe lieferte die Simulation die dazugehörige Verlustteilung:

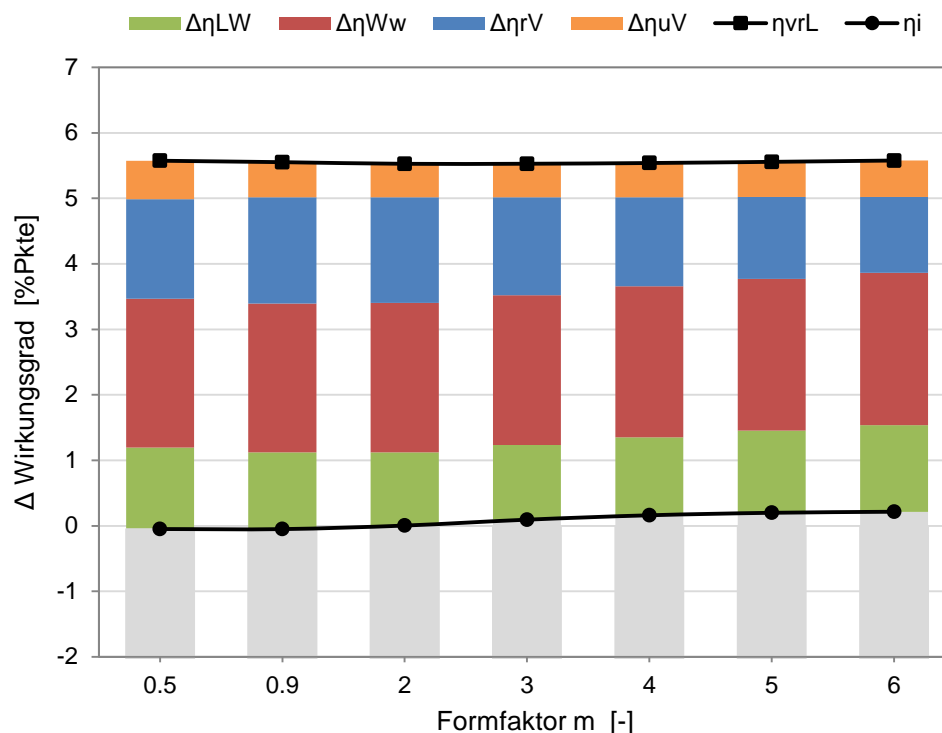


Abbildung 5-15: Verlustteilung Formvariation / 500 mg NO_x/Nm^3

Der Wirkungsgrad des vollkommenen Motors mit realer Ladung η_{vrL} kann dabei, unabhängig von der Form des Brennverlaufs, als konstant angesehen werden. Dies ist bedingt durch die wenig unterschiedlichen Lambdas, welche sich nur im Bereich von Hundertstel unterscheiden. Die 7 Brennverläufe erzeugen die nahezu identen Stickoxidemissionen, so muss die Regelung das Luftverhältnis nur im sehr geringen Ausmaß anpassen.

Der leichte Anstieg des inneren Wirkungsgrades mit ansteigendem Formfaktor, erklärt sich aus einer detaillierteren Betrachtung der Teilverluste.

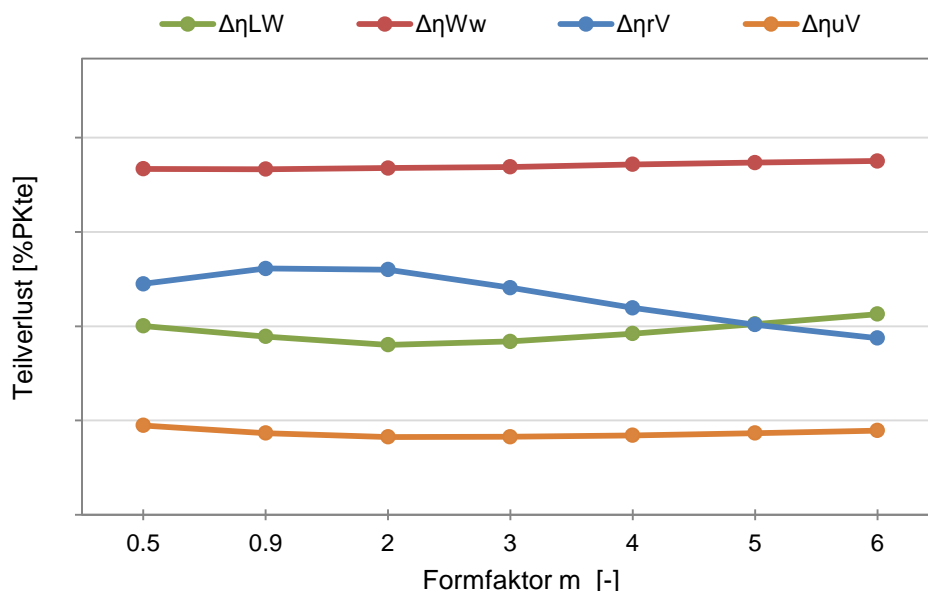


Abbildung 5-16: Teilverluste Formvariation / 500 mg NO_x/Nm³

Da die Schwerpunktlage aller Verläufe ident und das Luftverhältnis nur minimal unterschiedlich ist, bleibt der Verlust durch unvollkommene Verbrennung $\Delta\eta_{uV}$ praktisch unverändert (Siehe Gleichung (3-6) bzw. (2-6)).

Der Verbrennungsverlust beschreibt die Abweichung von der in OT stattfindenden Gleichraumverbrennung, d.h. er bezieht sich stark auf die Dauer des hauptsächlichen Kraftstoffumsatzes. Grundsätzlich besitzen alle 7 Verläufe die gleiche Gesamtverbrennungsdauer. Oft nähern sich die Brennverläufe der Abszisse asymptotisch an. Während dieser Annäherungsphase wird relativ wenig Energie umgesetzt, deshalb sollte gesondert auf die Dauer des Hauptumsatzes (ca. der °KW-Bereich von MFB10 bis MFB90) geachtet werden. Dabei erkennt man, dass flachere und damit breitere Brennratenverläufe ($m = 0.9$ oder 2) gegenüber denen mit hohen Formfaktoren ($m = 4, 5$ oder 6) deutlich mehr vom Idealprozess einer schlagartigen Gleichraumverbrennung abweichen und somit auch einen größeren $\Delta\eta_{rV}$ hervorrufen.

Bereits die Variation der Verbrennungslage zeigte, dass $\Delta\eta_{Ww}$ ein rein lageabhängiger Verlust ist. Hier besitzen alle Brennverläufe die gleiche Schwerpunktlage und deshalb auch den nahezu gleichen Wandwärmeverlust.

Die Vibe-Funktionen mit den hohen Formfaktoren erzeugen einen raschen Abbruch der Verbrennung. Hingegen besitzen niedrigere Formfaktoren einen gemächlicheren Ausbrand, was höhere Temperaturen im Auslass ergibt und somit mehr Abgasenthalpie bedeutet. Diese Zunahme der Abgasenthalpie kommt den Turboladern zugute und reduziert die Ladungswechselverluste $\Delta\eta_{LW}$ etwas.

Die unveränderlichen Verluste $\Delta\eta_{uV}$ und $\Delta\eta_{Ww}$ gepaart mit den gegenläufigen Entwicklungen von $\Delta\eta_{rV}$ zu $\Delta\eta_{LW}$ bewirken eine geringe Abhängigkeit des η_i von der Verbrennungsform. Es sind hohe Formfaktoren tendenziell günstiger, ein Optimum lässt sich jedoch nicht bestimmen.

Die Klopfintegrale aus dem Ergebnis der Simulation stellen sich wie folgt dar. Es handelt sich dabei wieder um jene des Zylinders mit der höchsten Klopfneigung.

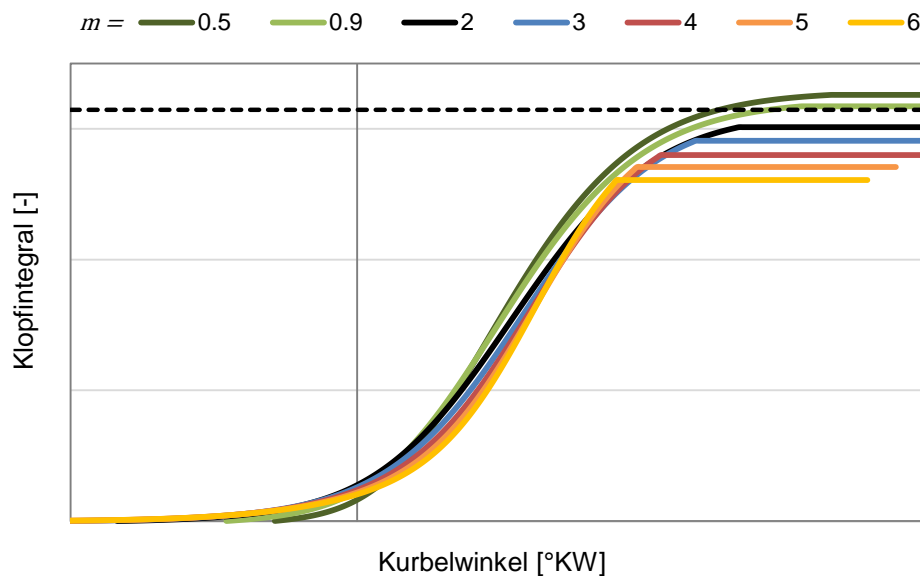


Abbildung 5-17: Klopfintegrale Formvariation / 500 mg NO_x/Nm³

Die Integrale wurden ab einem Umsatz von 98 % abgebrochen bzw. konstant gehalten. Es zeigt sich deutlich, dass die Endplateaus mit steigendem Formfaktor m abnehmen. Der Klopfabstand, also die Reserve zur Schwelle, nimmt stetig zu.

Alle Klopfintegrale steigen in relativ ähnlicher Art und Weise an. Der Vibe-Ansatz erzeugt im Falle eines hohen Formfaktors einen langsamen Anstieg des Brennverlaufs und nach Überschreiten des Brennraten-Maximums einen raschen Abfall (Siehe Abbildung 5-14). Je rascher die Verbrennung endet, desto weniger Zeit hat das Integral (Gleichung (3-14)) anzuwachsen. Dazu zwei ausgewählte Temperaturverläufe der unverbrannten Zone:

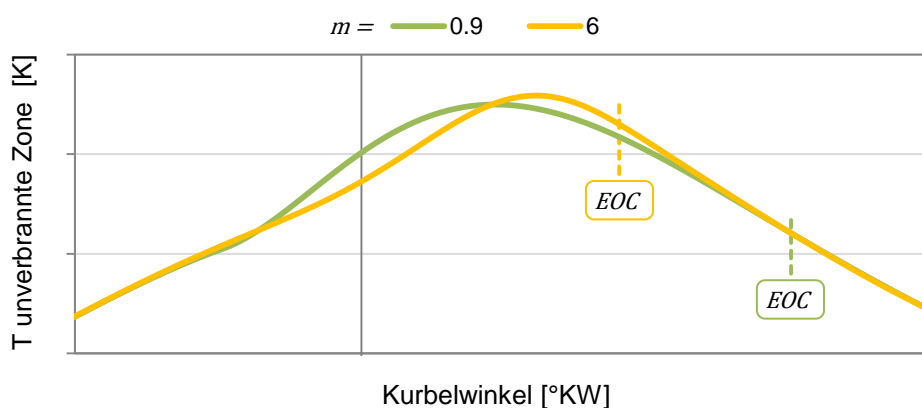


Abbildung 5-18: Exemplarische T-Verläufe der unverbrannten Zone bei Formvariation

Es ist deutlich erkennbar, dass bei $m = 6$ das Verbrennungsende *EOC* wesentlich früher erreicht wird. Der Bereich der für das Integral relevanten hohen Temperaturen ist für $m = 0.9$ deutlich länger. Dies kann auch die höherer Maximaltemperatur von $m = 6$ nicht wettmachen. Genau darum weisen die rechtslastigen Brennratenverläufe, also jene mit hohem m , schlussendlich eine geringere Klopfneigung auf.

Könnte aus dem Verlauf des indizierten Wirkungsgrades noch keine eindeutig zu präferierende Form der Verbrennung abgeleitet werden, so zeigt die Berücksichtigung der Klopfintegrale eine klarere Tendenz. Um im realen Motorbetrieb die Gefahr des Klopfens zu minimieren ist ein hoher Formfaktor anzustreben.

Zusätzlich eröffnen die verschiedenen Integrale mit ihren jeweiligen Klopfabständen die

Möglichkeit, das Verdichtungsverhältnis anzuheben. Für Untersuchungen dazu sei auf Kapitel 5.3 verwiesen.

5.2.4 Dauer der Verbrennung

Eine nicht unwesentliche Größe bei der Beschreibung der innermotorischen Verbrennung stellt die Verbrennungsdauer dar. Um deren Einfluss auf den Wirkungsgrad sowie die Teilverluste zu veranschaulichen, wurde ausgehend vom Basisbrennverlauf die Dauer von Verbrennungsbeginn bis -ende variiert. Die Dauer zeigt, abhängig von der generellen Form des Brennratenverlaufs, unterschiedlich starke Einflüsse auf die Teilverluste. Genau um diesem Umstand Rechnung zu tragen, wurden die Variationen an 3 exemplarischen Vibe-Funktionen durchgeführt. Es handelt sich dabei um eine linkslastige Verbrennung mit $m = 0.5$, um die Basisfunktion mit $m = 2$ und um eine rechtslastige Verbrennung mit einem Formfaktor von $m = 6$.

In den 3 nachfolgenden Diagrammen sind alle untersuchten Brennverläufe dargestellt.

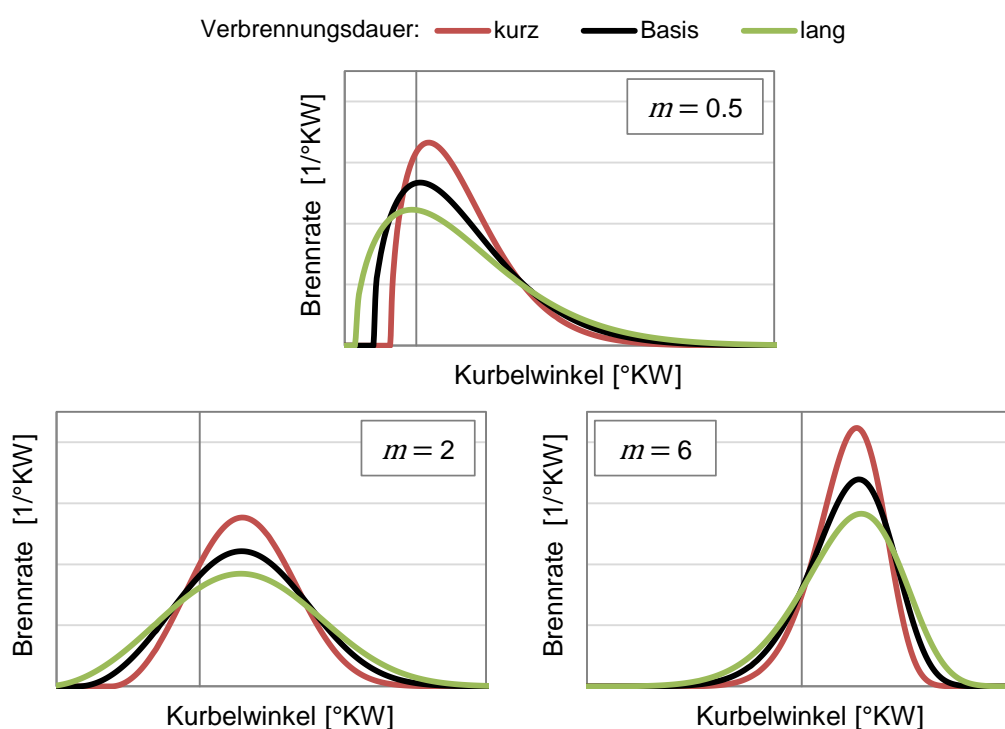
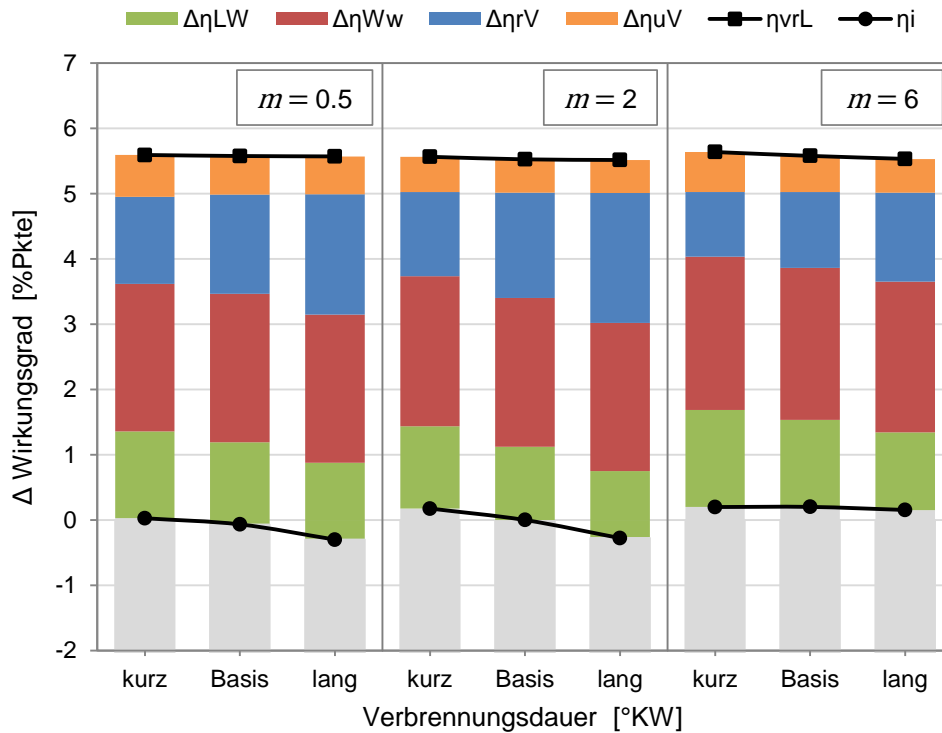


Abbildung 5-19: Brennraten bei Dauervariation

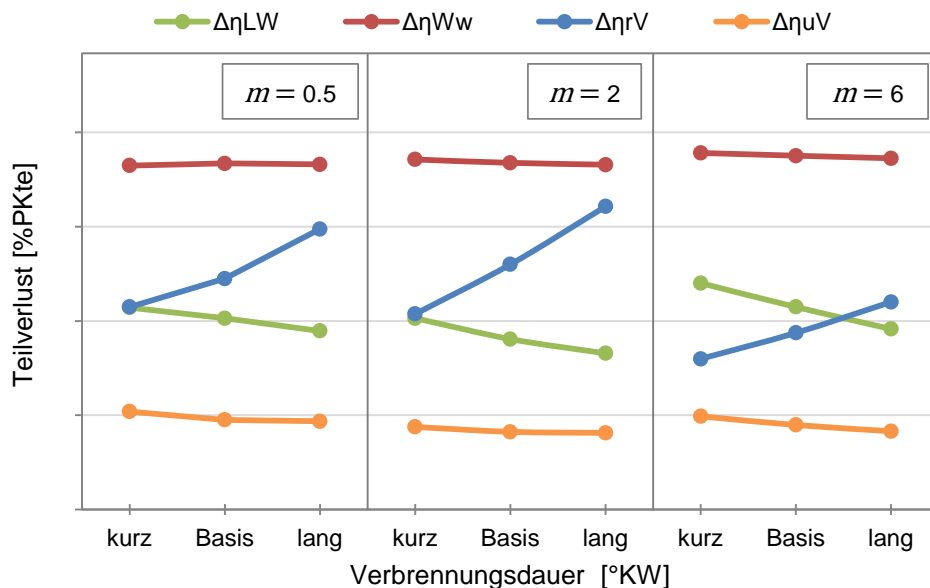
Die Brennraten in grüner Farbe besitzen immer die gleiche Dauer, etwas länger als die Ausgangsbasis (Schwarz). Die Verläufe mit der kürzeren Verbrennung sind in Rot dargestellt. Alle eint die idente Schwerpunktlage.

Diese Brennratenverläufe wurden dem Simulationsmodell vorgegeben und ergaben die in Abbildung 5-20 dargestellte Verlustteilung.

Abbildung 5-20: Verlustteilung Dauervariation / 500 mg NO_x/Nm³

Die Wirkungsgrade des vollkommenen Motors mit realer Ladung η_{vrL} sind praktisch ident. Nur beim hohen Formfaktor $m = 6$ stellt sich ein leichtes Gefälle durch ein erhöhtes Lambda ein, d.h. bei der Simulation des kurzen Brennverlauf muss etwas abgemagert werden, um die Stickoxidemission von 500 mg/Nm³ halten zu können.

Folgende Abbildung ermöglicht eine Fokussierung auf die entstandenen Teilverluste.

Abbildung 5-21: Teilverluste Dauervariation / 500 mg NO_x/Nm³

Es ist erkennbar, dass der Wandwärmeverlust $\Delta\eta_{Ww}$ und auch die Unverbrannten, welche in Form der Verluste durch unvollkommene Verbrennung $\Delta\eta_{uV}$ dargestellt sind, nur im Kleinen streuen und somit deren Auswirkungen auf die indizierten Wirkungsgrade gering sind. Die nahezu identen Verluste durch die Wandwärme resultieren aus dem Umstand, dass alle Brennverläufe die gleiche Lage, also den identen Flächenschwerpunkt, besitzen. Die Verbrennungslage entspricht auch hier dem in Kapitel 5.2.2 ermittelten Optimum festgelegt

durch COG_{OPT} .

Der Verbrennungsverlust $\Delta\eta_{rV}$ zeigt mit zunehmender Verbrennungsdauer eindeutig ansteigende Tendenz. Dieser Anstieg ist aus der Definition des Verlustes erklärbar (Siehe Kapitel 2.2.3). Je stärker der Brennverlauf in seiner Ausdehnung von der Gleichraumverbrennung, welche definitionsgemäß keine Ausdehnung über den Zyklus besitzt, abweicht, desto größer ist auch $\Delta\eta_{rV}$.

Bereits die Variationen der Verbrennungsform ergaben, dass sich das Niveau der Ladungswechselverluste mit steigendem Formfaktor erhöht. Dies ist auch in Abbildung 5-21 erkennbar. Zusätzlich tritt beim Ladungswechselverlust $\Delta\eta_{LW}$ ein Gefälle von der kurzen Verbrennung zur langen auf. Dies ist dem Umstand geschuldet, dass bei der längeren Verbrennung ein größerer Anteil der Energie während der Expansion umgesetzt wird. Dies lässt sich gut aus den mittleren Temperaturverläufen der Zylinderladung erkennen. Dazu wurden die beiden Extreme der Temperaturverläufe des symmetrischen Brennverlaufs gegenübergestellt:

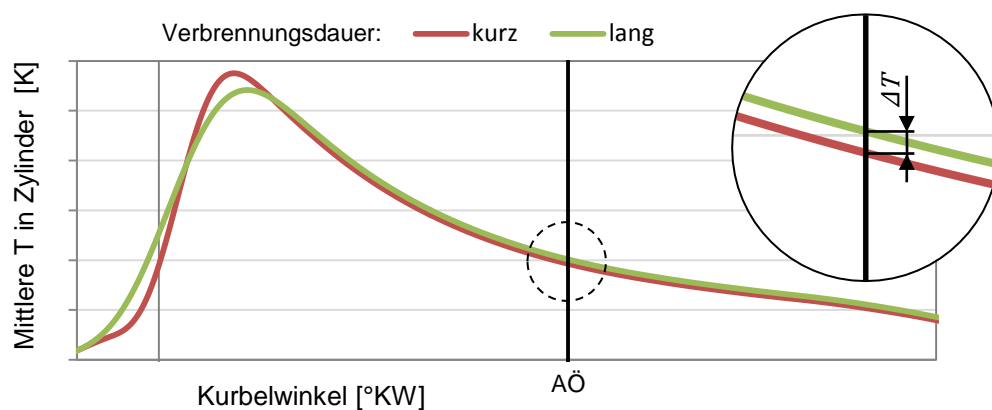


Abbildung 5-22: Mittlere Zylindertemperatur bei Dauervariation / $m = 2$

Beim Öffnen des Auslassventils (AÖ) zeigt sich, dass die Ladung der langen Verbrennung eine um ΔT höhere Temperatur und damit eine höhere Enthalpie besitzt. Diese zusätzliche Abgasenthalpie hilft den Turbinen und reduziert dadurch die Ladungswechselarbeit, was schlussendlich $\Delta\eta_{LW}$ senkt.

Die beiden Teilverluste aus dem realen Verbrennungsablauf und dem Ladungswechsel sind die Haupteinflussgrößen auf den Verlauf des indizierten Wirkungsgrads η_i . Speziell $\Delta\eta_{rV}$ besitzt ein stark von der Dauer abhängiges Potential, welches vor allem bei niedrigen Formfaktoren durch Realisierung einer kurzen Verbrennung genutzt werden kann. In der Theorie ist die Grenze durch die Gleichraumverbrennung festgelegt, welche im realen Betrieb des Großgasmotors naturgemäß nicht darstellbar ist. So ist generell, um einen hohen η_i zu erreichen, eine möglichst kurze Verbrennung anzustreben. Allerdings ist zu berücksichtigen, dass die Verbrennungsdauer bei einem späten Verbrennungsmaximum, wie bei $m = 6$, an Bedeutung verliert.

5.3 Anheben des Verdichtungsverhältnisses

In diesem Kapitel wird auf die Möglichkeit zur Wirkungsgradsteigerung durch Anheben des Verdichtungsverhältnisses eingegangen. Besonders die Untersuchungen zur Form des Brennverlaufs (Kapitel 5.2.3) offenbarten noch ungenutztes Potential.

Im Zuge der folgenden Simulationen kommt erstmals die Regelung des Epsilon (Siehe Kapitel 3.3.1) zum Einsatz. Diese Regelung ermöglicht, das Klopfintegral der Verbrennung mittels Änderungen am Verdichtungsverhältnis auf ein vom Benutzer gewünschtes Niveau zu heben bzw. zu senken.

Dabei dienen als Ausgangsbasis 4 ausgewählte Brennratenverläufe mit jeweils unterschiedlicher Form, d.h. unterschiedlichen Formfaktoren. Dabei handelt es sich um folgende Varianten.

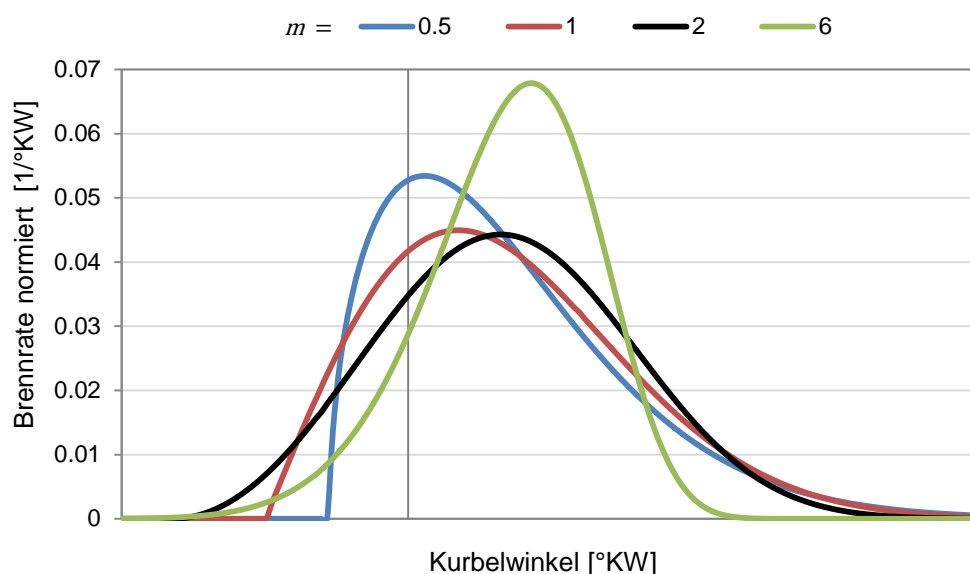


Abbildung 5-23: Brennraten bei Epsilon-Anhebung

Es wurden zwei Simulationen durchgeführt, zuerst mit inaktivem Epsilon-Regler ($Set_Epsilonregelung = 0$), ident zu allen bisher durchgeführten Simulationen, und anschließend mit aktiver Regelung ($Set_Epsilonregelung = 1$). Alle anderen Eingangsgrößen und Betriebsparameter des Modells wurden unverändert gelassen. Damit konnte gewährleistet werden, dass beim Ergebnisvergleich die Unterschiede direkt auf das veränderte Verdichtungsverhältnis zurückzuführen sind.

Zur Unterscheidung der beiden Betriebsarten wird die herkömmliche Simulation mit „Epsilon konstant“ und die mit aktiviertem Regelkreis mit „Epsilon angehoben“ bezeichnet.

Beide Simulation wurden in herkömmlicher Weise auf eine Stickoxidemission von 500 mg/Nm^3 hin geregelt. Nach der Simulation und Auswertung lieferten die 4 Brennverläufe ebenso viele, stark unterschiedliche, Klopfintegrale, welche bei einem Umsatz von 98 % abgebrochen wurden.

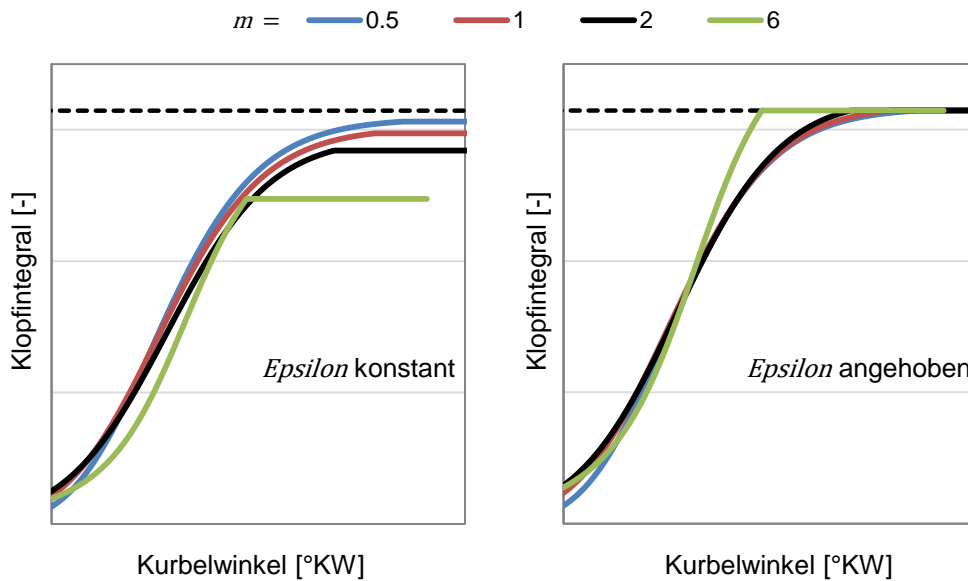


Abbildung 5-24: Klopffintegrale vor und nach Epsilon-Anhebung

Das linke Bild zeigt die Klopffintegrale der Betriebsart „Epsilon konstant“. Darin erreichen die Integrale, entsprechend ihren dazugehörigen Brennverläufen, unterschiedliche Höhen. Mit steigendem Formfaktor sinkt also die Klopfneigung, was wiederum eine höhere Verdichtung erlaubt.

Im Gegensatz dazu enden alle Integrale des rechten Bildes auf dem gleichen Niveau. Dieses Ergebnis resultiert aus der Regelung, welcher als Zielwert für das Ende des Klopffintegrale der Wert 1 ($KI_Zielwert = 1$) vorgegeben wurde. Es wurde, unabhängig vom Brennverlauf, die Klopfschwelle des untersuchten Motors durch alle Integrale erreicht. Die Regelung realisierte dies durch gleichzeitiges Anheben des Verdichtungsverhältnisses entsprechend folgender Abbildung.

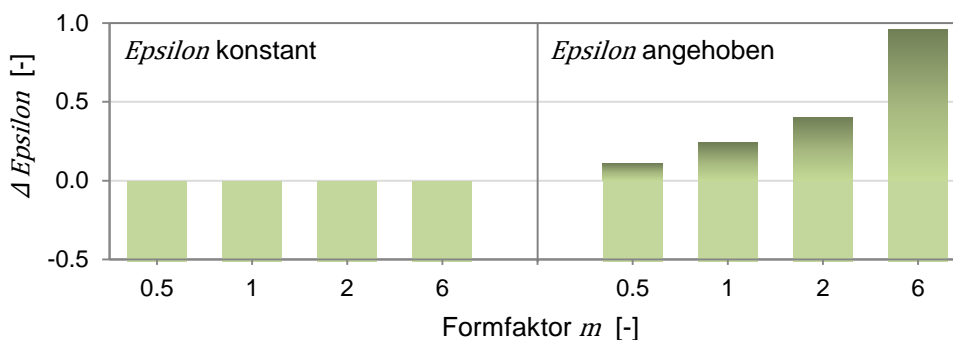


Abbildung 5-25: Verdichtungsverhältnis vor und nach Anhebung

Ausgehend vom Verdichtungsverhältnis des untersuchten Großgasmotors ($Epsilon = 100\%$) wurde das Epsilon entsprechend erhöht.

Zum Beispiel reicht das Klopffintegral eines rechtslastigen Brennverlaufs mit einem Formfaktor von $m = 6$ bis ca. 20 % an die Klopfschwelle heran. Ein solcher Klopfabstand ermöglicht ein Anheben des Verdichtungsverhältnisses um fast eine Einheit. Im Gegensatz dazu erlaubt ein Formfaktor von $m = 0.5$ eine Erhöhung des Epsilon um nur ca. 0.1, weshalb der erhoffte Wirkungsgradzuwachs bescheidener ausfällt.

Die durch Anheben der Verdichtung erschlossenen Wirkungsgradpotentiale können Abbildung 5-26 entnommen werden. Es handelt sich dabei um eine direkte Gegenüberstellung der berechneten Verlustteilungsäulen.

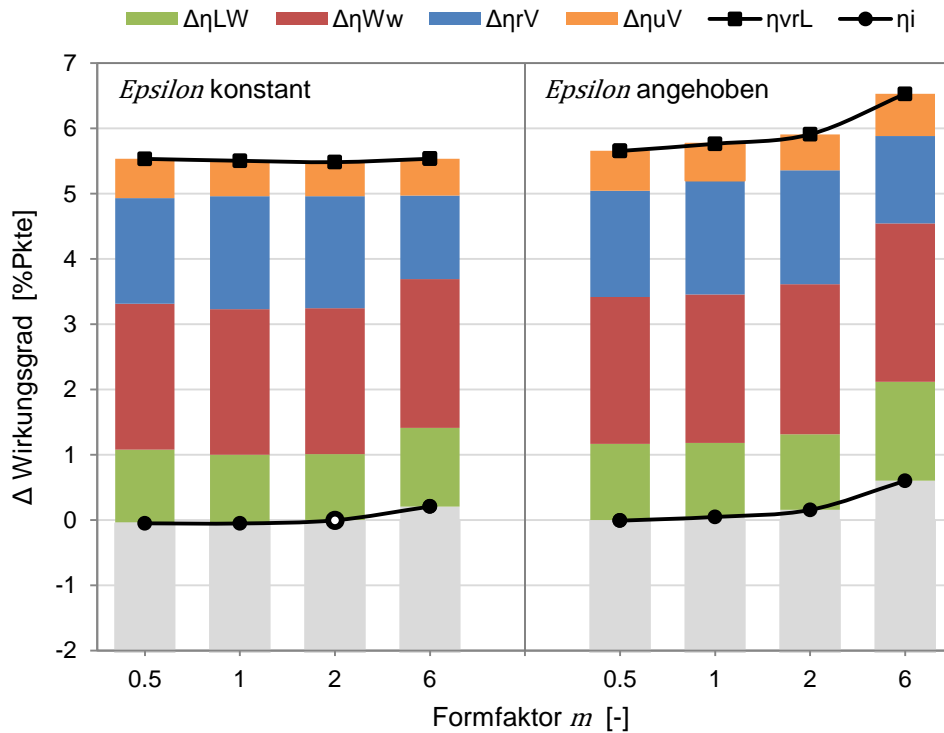


Abbildung 5-26: Verlustteilung vor und nach Epsilon-Anhebung

Basierend auf Gleichung (5-2) wächst, im gleichen Maße wie das *Epsilon* erhöht wurde, der Wirkungsgrad des vollkommenen Motors η_{vrL} an. Bei niedrigen Formfaktoren ist der Anstieg eher flach und steigt gegen Ende hin, bei $m = 6$, merklich an.

Auf den ersten Blick ist der Zuwachs von η_{vrL} , speziell bei hohen Formfaktoren, durchaus beachtlich. Nach Abzug der Verluste bleibt vom Wirkungsgradgewinn nur mehr wenig übrig. Ein genauer Blick auf die Teilverluste offenbart die Ursachen.

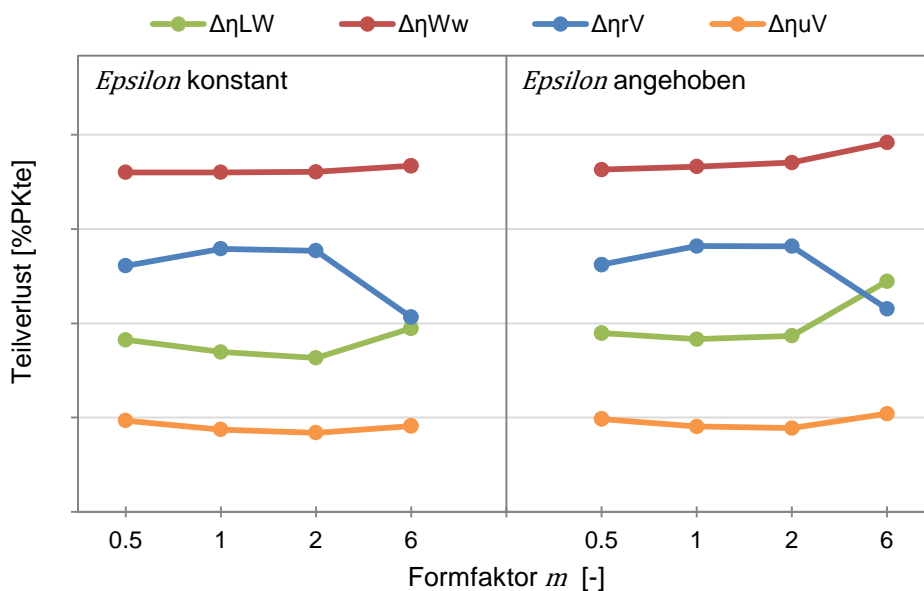


Abbildung 5-27: Teilverluste vor und nach Epsilon-Anhebung

Das Anheben des Verdichtungsverhältnisses erzeugt eine Reihe von Veränderungen, was wiederum ein Eingreifen anderer Regler notwendig macht. Die dadurch ablaufenden Regelalgorithmen passen diverse physikalische Größen derart an, dass dies zu Änderungen in den Teilverlusten führt.

Prinzipiell wird durch eine stärkere Verdichtung, also durch eine höheres *Epsilon*, der

Spitzendruck der Verbrennung erhöht. Dies führt zu einem Anstieg der Temperatur und es wird in weiterer Folge eine höhere Emission an Stickoxiden erzeugt.

Hier greift nun der NO_x -Regler ein. Dieser magert das Gemisch derart ab, dass das Stickoxidniveau von 500 mg/Nm^3 eingehalten werden kann. Dadurch ist das zu realisierende Lambda festgelegt.

Das Abmagern senkt den Gemischheizwert und damit den effektiven Mitteldruck BMEP. Die geforderte Motorleistung kann nicht mehr bereitgestellt werden und es wird die Regelung des Mitteldrucks aktiv. Diese erhöht, über Steuerung der FlowTec-Ventile, die in den Zylinder einströmende Luftmasse. Das Mehr an Luft würde zu einer neuerlichen Veränderung im Luftverhältnis führen. Um dies zu kompensieren, wird die Gasmasse angepasst, das Lambda sinkt wieder auf den von der NO_x -Regelung geforderten Wert.

Zusammenfassend gilt also, dass eine höheres *Epsilon* zu einem höheren Luftverhältnis führt. Dadurch lassen sich die leicht gestiegenen Umsetzungsverluste im rechten Teil von Abbildung 5-27 erklären.

Da bei beiden Betriebsarten die identen Brennratenverläufe vorgegeben wurden, bleiben Lage und Dauer der Verbrennung unverändert. Deshalb bleibt auch der Verlust durch realen Verbrennungsablauf $\Delta\eta_{rV}$ vor und nach der Epsilonerhöhung gleich.

Der höhere Spitzendruck bei „*Epsilon* angehoben“ wirkt sich nachteilig auf den Wandwärmeverlust $\Delta\eta_{WW}$ aus. Ein höherer Druck erhöht den Wärmeübergangskoeffizienten, es geht mehr Energie in Form von Wärme über die Zylinderwandungen verloren. Der Zuwachs des $\Delta\eta_{WW}$ steigt mit ansteigendem Formfaktor, damit mit ansteigendem Verdichtungsverhältnis, überproportional an.

Am stärksten wirkt sich das erhöhte Verdichtungsverhältnis auf die Ladungswechselverluste $\Delta\eta_{LW}$ aus. Dafür ist, wie vor einigen Absätzen beschrieben, die Mitteldruckregelung verantwortlich. Um den Zielwert des BMEP zu erreichen, ist bei einem höheren Verdichtungsverhältnis mehr Luftmasse notwendig. Die zusätzliche Masse muss von den Verdichtern bereitgestellt werden, es ist mehr Arbeitsaufwand notwendig und erzeugt damit höhere Verluste.

Es zeigt sich, dass durchwegs alle Verluste bei Erhöhung des *Epsilon* ansteigen. Besonders der Anstieg von $\Delta\eta_{LW}$ minimiert den indizierten Wirkungsgrad η_i drastisch. Betrachtet man Abbildung 5-26, so bestätigt sich, dass von den anfänglichen Gewinnen im η_{vrL} nicht mehr viel übrig bleibt. Speziell bei niedrigen Formfaktoren ($m = 0.5$ und 1) bringt eine höhere Verdichtung keine Vorteile. Bei einem Brennverlauf mit einem Formfaktor von $m = 6$ würde eine Anheben der Verdichtung auf die Klopfgrenze einen Zuwachs um einige Zehntel-Prozent im indizierten Wirkungsgrad bringen.

5.4 Vorkammer Brennratenverlauf

Dieses Kapitel behandelt die Annäherung des Ersatzbrennverlaufs an einen tatsächlichen bzw. realen Brennverlauf des vorkammergezündeten Großgasmotors. In einem ersten Schritt wird die gemessene Brennrates nachgebildet. Darauffolgend werden Variationen bezüglich unterschiedlicher Vorkammerumsätze angestellt, um die Einflüsse der Vorkammer auf die Verluste bzw. den Wirkungsgrad sowie die Stickoxidbildung zu erfassen.

5.4.1 Brennverlaufsnachbildung

Es ist empfehlenswert, um gewisse innermotorische Prozesse möglichst realitätsnahe nachzubilden, sich auf eine Messung zu beziehen. Dazu wurde ein realer Brennverlauf des untersuchten Gasmotors nachgebildet, welcher eine Ausgangsbasis für die Simulationen zu den Vorkammer-Brennverläufen darstellt.

Bei der Messung am Motorprüfstand wurde der Zylinderdruckverlauf des Messpunkts aufgezeichnet. Anschließend erfolgte eine Analyse des Druckverlaufs mittels des Motorprozessrechenprogramms und ergab damit den zugehörigen Brennverlauf.

Im nächsten Schritt wurde versucht, den so ermittelten Brennverlauf nachzubilden. Im vorliegenden Fall des Brennratenverlaufs eines Vorkammer-Gasmotors ist es äußerst schwierig die speziellen Eigenheiten wie die Vorkammer-Verbrennung, die steile Hauptverbrennung sowie die Ausbrand-Phase durch einen Einfach-Vibe abzubilden. Vorangegangene Arbeiten (z.B. Krenn [15]) haben gezeigt, dass dazu ein 3-fach-Vibe-Ersatzbrennverlauf notwendig ist.

Dennoch kam im Rahmen dieser Arbeit, um auch mit der bisherigen Vorgehensweise konsistent zu bleiben, für die Einpassung ein Einfach-Vibe zum Einsatz. Unter Verwendung der *Methode der kleinsten Quadrate* [6] wurden die 3 unbekannt Parameter (φ_{VB} bzw. COG , $\Delta\varphi_{VD}$ und m), welche zu Definition der Vibe-Funktion notwendig sind, bestimmt.

Daraus ergab sich der Einfach-Vibe-Brennverlauf gemäß folgender Abbildung:

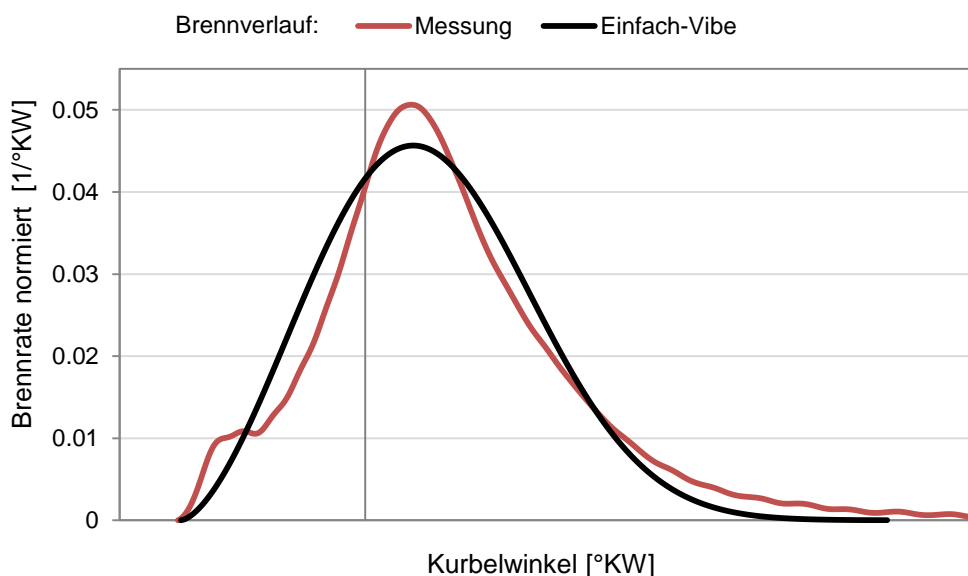


Abbildung 5-28: Einpassen des Vibe-Brennverlaufs

Es wurde der Verbrennungsstart gleichgesetzt. Der rasche Umsatz der Hauptverbrennung wird etwas stumpfer und „fülliger“ dargestellt. Dies ist dem Umstand geschuldet, auch die relativ lange Phase des Ausbrands modellieren zu können.

Bei der Einpassung war es nicht notwendig die idente Schwerpunktlage, welche indirekt durch den Zündzeitpunkt des Messpunktes bestimmt ist, zu erreichen. Hingegen lag das Ziel auf der möglichst exakten Nachbildung der Form. Als Ergebnis ergab sich der Formfaktor m und die Verbrennungsdauer φ_{VB} , also die Ausgangslage für die folgenden Untersuchungen.

5.4.2 Variation des Vorkammereinflusses auf den Hauptbrennraum

Erstmals kommt der Doppel-Vibe-Ansatz, auf den in Kapitel 2.3.2 eingegangen wurde, zur Anwendung. Die Hauptverbrennung wird durch einen ersten, großen Vibe-Verlauf erzeugt und die Vorkammer mittels eines zweiten kleineren Vibe-Verlaufs abgebildet.

Grundsätzlich stellt der Ersatzbrennverlauf die Verbrennung des Hauptbrennraumes dar. In der Vorkammer findet eine örtlich getrennte, eigene Verbrennung, welche auch ihre eigene Brennrate besitzt, statt. Im Rahmen der Vorkammervariationen wird also nur der Einfluss der Vorkammer auf den Brennverlauf des Hauptbrennraumes variiert und nicht die eigentliche Vorkammervverbrennung. Um jedoch die Benennung zu vereinfachen, wird im Fortlauf dieses Kapitels der vorgelagerte Brennverlauf, welcher eigentlich nur den Einfluss der VK darstellt, als Vorkammer-Brennverlauf bzw. -Verbrennung bezeichnet.

Als Ausgangsbasis der Untersuchungen dient eine Vibe-Funktion, welche dem nachgebildeten Verlauf aus vorherigem Kapitel entsprechend Form und Dauer entspricht. Die Verbrennungslage wurde, entsprechend der in Kapitel 5.2.2 ermittelte optimale Lage des Brennverlaufes, über die Variabel COG_{OPT} definiert. Der sich ergebende Brennverlauf wird im Weiteren, um den Ausgangszustand zu markieren, mit der Nummer 1 gekennzeichnet.

Für die Untersuchung wurden zusätzlich 3 exemplarische Doppel-Vibe-Verläufe, welche durchaus realen Brennverläufen entsprechen könnten, ausgewählt. Die folgende Abbildung zeigt zusammenfassend alle 4 Brennraten in normierter Form.

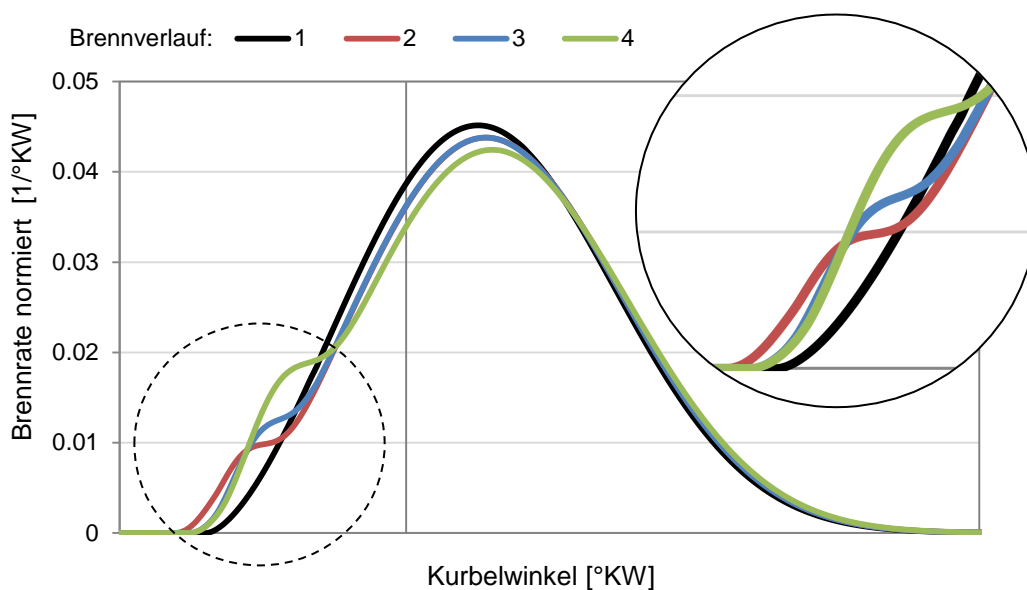


Abbildung 5-29: Brennraten bei Vorkammervariation

Um einen gewissen Grad der Vergleichbarkeit zu gewährleisten, wurden alle Vorkammer-Brennverläufe mit einem Formfaktor von $m = 2$ ausgeführt. Damit unterscheiden sich diese nur mehr durch den Beginn SOC , die Dauer DUR und den Umsatz $Q_B/Q_{B,ges}$ der Verbrennung. Folgende Tabelle beinhaltet die Kennwerte der VK-Vibe-Funktionen:

Tabelle 5-3: Parameter der Vorkammer-Brennverläufe

Brennverlauf	SOC [°KW]	m [-]	DUR [°KW]	$Q_B/Q_{B,ges}$ [%]
— 1	Basis	-	-	0
— 2	Basis - 2	2	10	3
— 3	Basis - 1	2	10	3
— 4	Basis - 1	2	13	6

Die VK-Verläufe 3 und 4 starten beim gleichen Kurbelwinkel, hingegen beginnt Verlauf Nr. 2 um 1 °KW früher. Betrachtet man also 3 und 4, so stellen diese einen Vergleich zweier verschieden großer Umsätze dar. Die unterschiedlichen Brenndauern sind erforderlich, um die gleiche Anfangssteigung zu erhalten.

Die Brennraten 2 und 3 zeigen eine Variation des Brennbeginns.

Verlustanalyse

Bei der Simulation, basierend auf den 4 Brennraten, wurde bewusst auf die Regelung eines Stickoxidniveaus verzichtet. Dadurch ergibt sich, dass das Luftverhältnis dem Wert der Initialisierung entspricht – es bleibt über alle 4 Variationen konstant.

Die Analyse des Simulationsergebnisses erzeugte die Verlustteilungsbarren nachfolgender Abbildung.

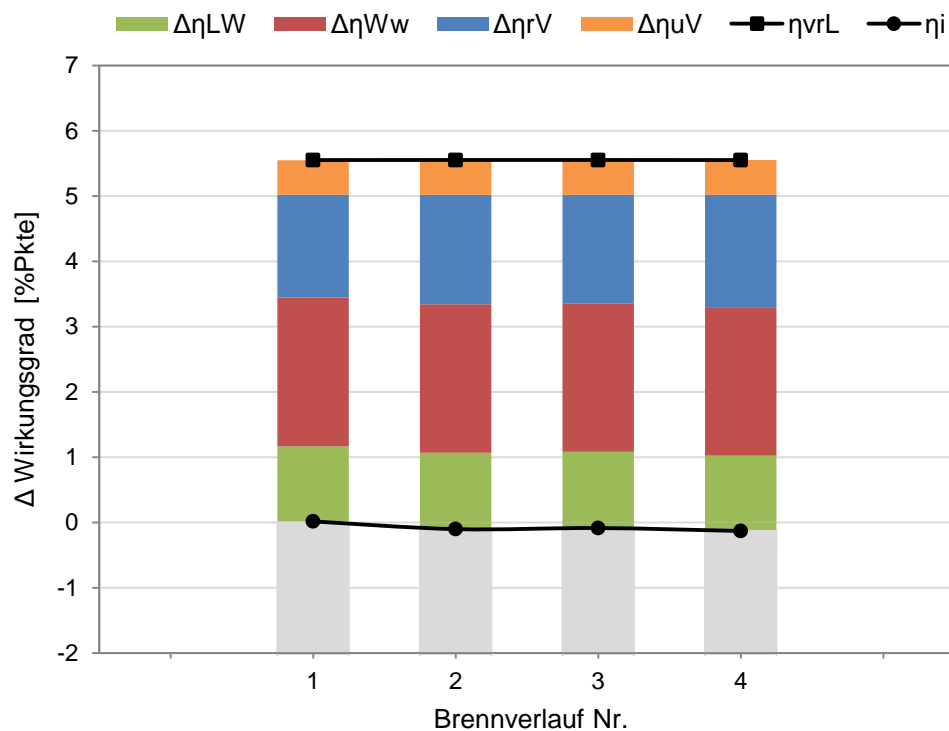


Abbildung 5-30: Verlustteilung Vorkammervariation

Die unterschiedlichen VK-Brennverläufe beeinflussen die Teilverluste bzw. die Wirkungsgrade nur marginal. Dies lässt sich auf die geringen VK-Energiemengen zurückführen.

Die folgenden Verläufe ermöglichen einen genaueren Blick auf die Teilverluste:

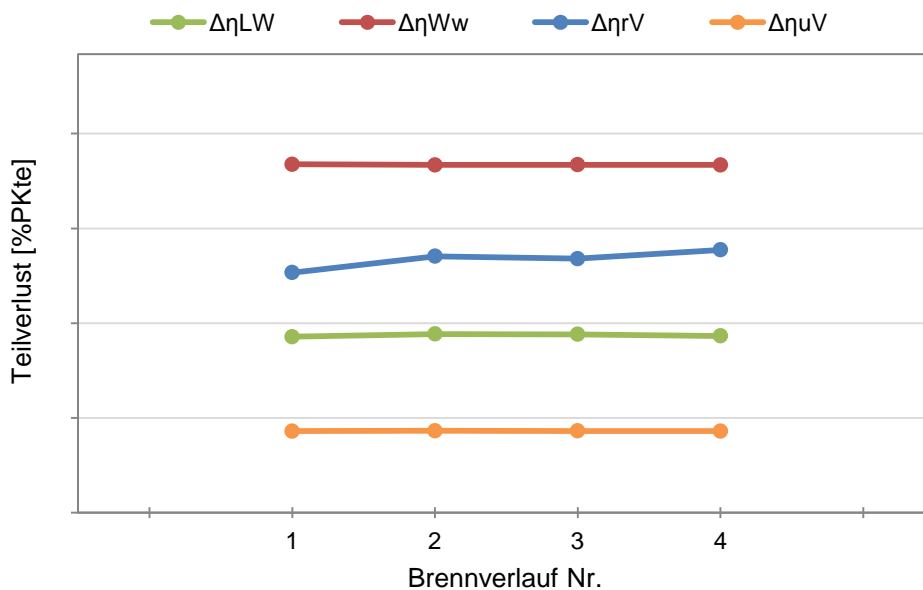


Abbildung 5-31: Teilverluste Vorkammervariation

Dabei erkennt man, dass praktisch nur der Verlust durch den realen Verbrennungsablauf $\Delta\eta_{rV}$ eine Auswirkung auf den inneren Wirkungsgrad η_i hat.

Der Umsetzungsverlust $\Delta\eta_{uV}$ bleibt wegen des konstanten Lambda ident. Gleiches gilt für die Verluste durch den Wandwärmübergang und den Ladungswechsel.

Die eigentliche Form der Brennverläufe unterscheidet sich aufgrund der unterschiedlich großen Umsätze der VK-Verläufe. Genau dies spiegelt der $\Delta\eta_{rV}$ -Verlauf wider. Der Basisbrennverlauf besitzt im Vergleich mit den anderen den „kompaktesten“ Kraftstoffumsatz. Den Verbrennungen Nr. 2 und 3 sind über deren Vorkammern je Umsätze von 3 % vorgelagert und erzeugen deshalb den gleichen $\Delta\eta_{rV}$. Entsprechend Tabelle 5-3 setzt der 4. Verlauf 6 % der Brennstoffenergie um, damit das Doppelte der beiden vorherigen. Dies zeigt sich direkt im $\Delta\eta_{rV}$, welcher bei der Verbrennung Nr. 4 am stärksten auftritt.

Zusammenfassend gilt also: Je mehr Kraftstoff der VK-Ersatzbrennverlauf umsetzt, desto mehr Verluste entstehen durch den realen Verbrennungsablauf und desto geringer ist η_i .

Stickoxidbildung

Der hauptsächliche Grund für die Variation der VK-Verbrennung war, deren Einfluss auf die Bildung der Stickoxide zu erfassen.

In Kapitel 3.2.2 wurde auf die NO_x -Bildung des Simulationsmodells eingegangen. Betrachtet man daraus Gleichung (3-9), so setzen sich die Stickoxide aus 2 Summanden zusammen. Das durch die Vorkammer gebildete, mit NO_{VK} bezeichnete, Stickstoffmonoxid, welches durch empirische Werte bestimmt wurde und das im Hauptbrennraum erzeugte Stickstoffmonoxid, bezeichnet mit NO_{HBR} . Dessen Bildung basiert, beschrieben durch den erweiterten Zeldovich-Mechanismus (Kapitel 2.4), auf physikalischen Gesetzmäßigkeiten. Die NO_{HBR} werden vom Ablauf der Verbrennung beeinflusst und deshalb einer genaueren Betrachtung unterzogen.

Dazu wurden die Simulationsergebnisse der Brennraten 1, 2 und 4 herangezogen. Hinsichtlich der NO -Bildung waren die Resultate der 3. Brennrate vollkommen deckungsgleich mit denen der Zweiten, auf eine explizite Darstellung des 3. Falls konnte verzichtet werden. Nachfolgend sind die NO -Bildungsraten mit ihren zugehörigen Brennverläufen eines repräsentativen Zylinders abgebildet.

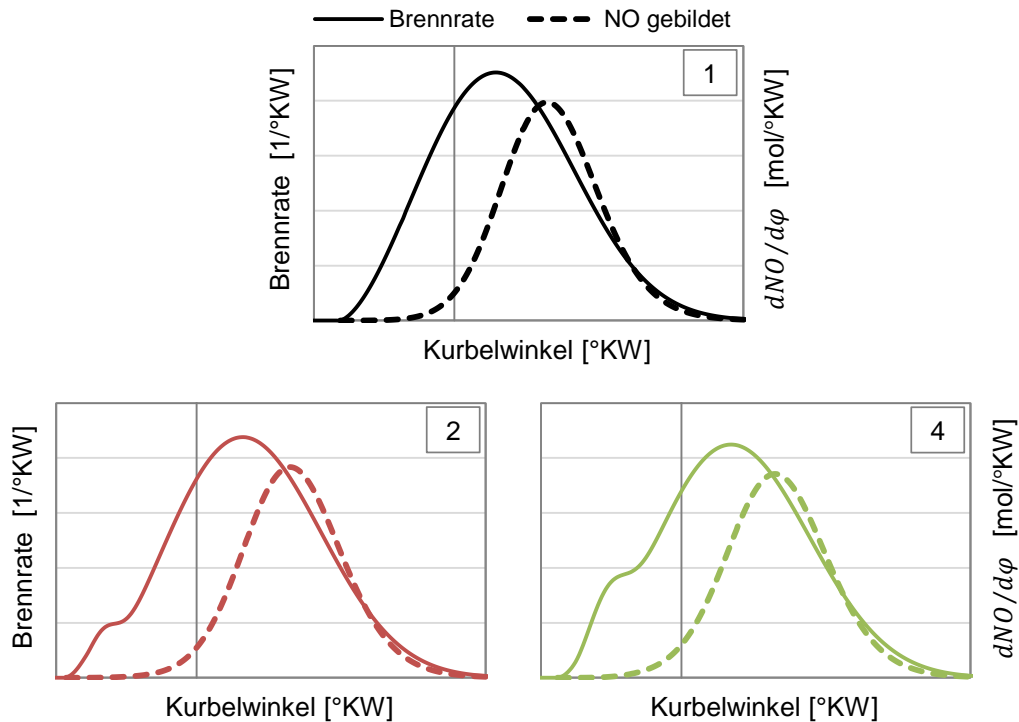


Abbildung 5-32: Brennraten und NO-Bildungsrate bei VK-Variation

Der Vergleich der 3 Diagramme zeigt, dass die unterschiedlichen Vorkammereinflüsse keine direkte Auswirkung auf die Stickoxidbildung des Hauptbrennraums haben. Betrachtet man die Bildungsrate, ist während der VK-Verbrennung praktisch kein Anstieg ersichtlich, unabhängig von der Größe des Umsatzes.

Um einen besseren Vergleich zu ermöglichen, sind in Abbildung 5-33 alle 3 Verläufe der NO-Bildung „übereinander“ gelegt worden. Zusätzlich umfasst das Diagramm noch die für die Stickoxidbildung relevante Temperatur - die Temperatur der verbrannten Zone.

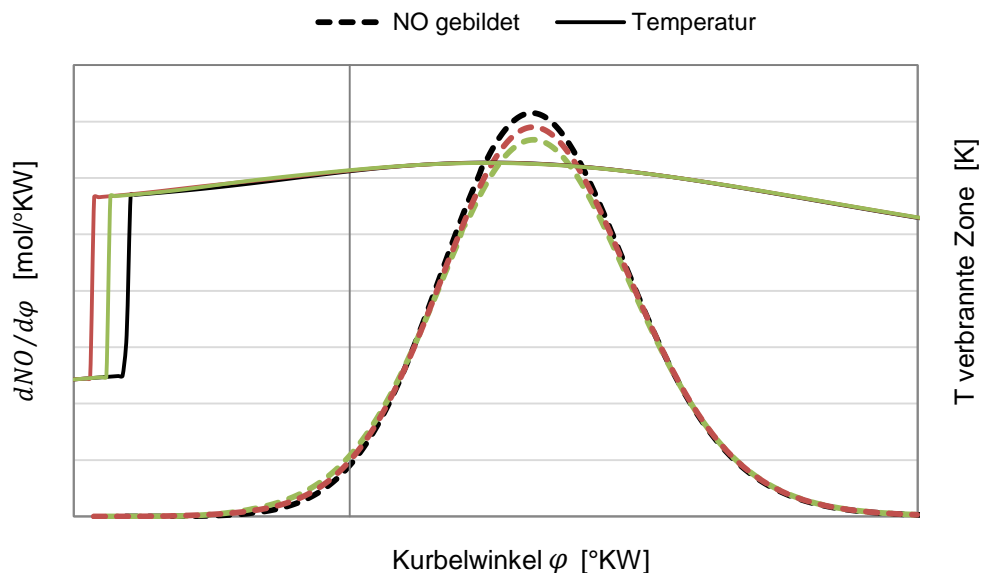


Abbildung 5-33: NO-Bildungsrate und Temperatur der unverbrannten Zone

Nun lassen sich leichte Differenzen in der Höhe der $dNO/d\varphi$ -Verläufe erkennen. Die Verbrennung ohne Vorkammereinfluss (Schwarz) zeigt die stärkste Stickoxidbildung. Je größer der Anteil der in der Vorkammer umgesetzten Energie ist, desto niedriger sind die Maximalwerte der Bildung. Ein leichter Einfluss der modellierten Vorkammerverbrennung auf die Emissionsbildung im Hauptbrennraum ist gegeben.

Die Temperatur der verbrannten Zone, also die Verbrennungstemperatur, springt naturgemäß mit dem Verbrennungsstart auf ein höheres Niveau. Dabei lassen sich sehr gut die 3 unterschiedlichen Brennbeginne erkennen, welche auf die *SOC*-Werte in Tabelle 3-1 zurückzuführen sind. Ansonsten sind die Temperaturverläufe praktisch deckungsgleich, was aufgrund der identen Luftverhältnisse nicht verwunderlich ist.

Wie zu erwarten war, zeigt sich, dass die Bildungskurven erst bei Erreichen einer bestimmten Temperatur zu steigen beginnen, dabei handelt es sich um die oft zitierte Stickoxid-Bildungstemperatur. Vereinfacht gesehen setzt diese Temperatur die Bildung des thermischen Stickstoffmonoxids in Gang.

Die in ihrer Qualität doch recht unterschiedlichen $dNO/d\varphi$ -Verläufe lassen auf eine verhältnismäßig differierende Emission schließen. Um dies bestätigen zu können, sind im nächsten Diagramm die Summenkurven aufgetragen. Es handelt sich dabei um die integralen Verläufe der Bildungsfunktionen.

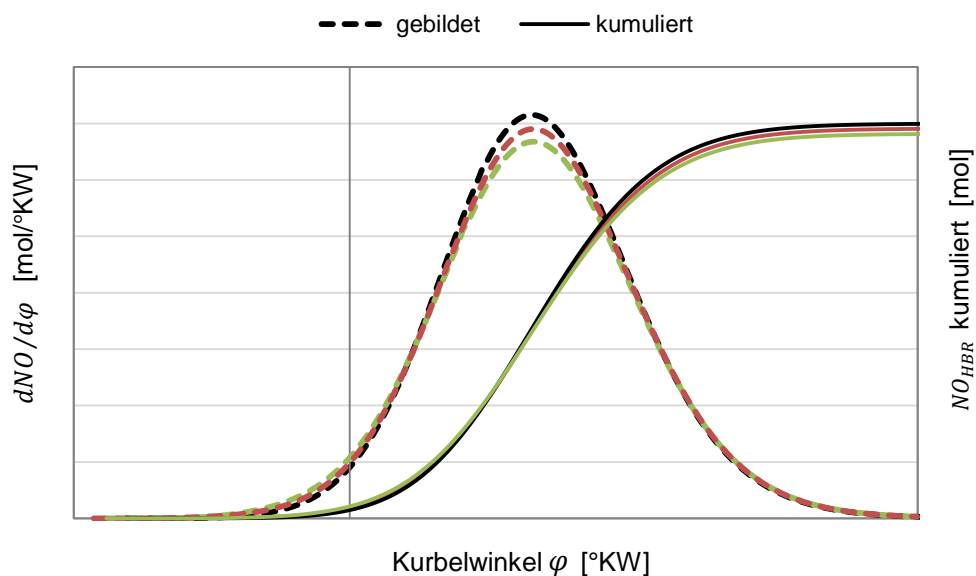


Abbildung 5-34: NO-Bildungsrate und NO kumuliert

Die kumulierten NO erreichen, fast unabhängig von der Brennverlaufsführung, den annähernd gleichen Wert. Die Unterschiede bei der Bildungsrate wirken sich größtenteils nur auf den Bereich der größten Steigung aus, aber beeinflussen das Resultat erstaunlich wenig.

Abschließend soll nicht unerwähnt bleiben, dass die Kurven der vorangegangenen Abbildungen einen repräsentativen Zylinder wiedergeben. Das idente Luftverhältnis aller Simulationen bezieht sich auf ein globales Lambda. Aufgrund der Regelung auf den gleichen Spitzendruck (Siehe „Regelung der Spitzendruck-Gleichstellung“ in Kapitel 3.1.2) aller Zylinder kann es zylinderselektiv zu abweichenden Luftverhältnissen kommen. Dies wirkt sich in von Zylinder zu Zylinder unterschiedliche Temperaturen und damit anderen NO-Emissionen aus. So kann es sein, dass ein Zylinder mit besonders fetter Ladung verhältnismäßig mehr Stickoxide als alle anderen produziert und damit die Gesamtemissionen negativ beeinflusst.

6 Zusammenfassung und Ausblick

Die vorliegende Arbeit behandelt die Optimierung der Verbrennung von Großgasmotoren. Dabei lag das Hauptaugenmerk auf der Verbrennungsführung, welche über den Brennratenverlauf vorgegeben wird. Die Untersuchungen wurden mittels 1D-Ladungswechselrechnung an einem speziellen Motor bzw. dessen Modell durchgeführt, sind jedoch auch auf andere Großgasmotoren übertragbar.

6.1 Methodik der Arbeit

Um eine solche Übertragbarkeit zu gewährleisten, wird nachfolgend die angewandte Methodik kurz umrissen:

- **Auswahl eines Motorkonzepts**

Zu allererst muss der zu untersuchende Motor ausgewählt werden. Dabei sollten die Besonderheiten des ausgewählten Typs und dessen Bauart berücksichtigt werden. Dabei kann es sich um ein übliches Konzept oder um eine Nischenanwendung handeln, was die Vergleichbarkeit der Ergebnisse doch einschränken würde.

- **Modellaufbau**

Um den Ladungswechsel darstellen zu können, wird der ausgewählte Motor in einer 1D-Simulationsoftware nachgebildet. Dies betrifft vor allem die Abbildung der physischen Komponenten in ihren Abmessungen und Verschaltungen.

- **Festlegen der Betriebsparameter**

Hierbei ist zu klären, welche Eingriffsmöglichkeiten der reale Motor besitzt. Des Weiteren muss unter Berücksichtigung der Betriebsparameter (z.B. Umgebungszustand, Drehzahl etc.) festgelegt werden, welche Leistungsdaten erreicht und welche Emissionen eingehalten werden sollen.

- **Bestimmen eines Ersatzbrennverlaufs**

Ein Ersatzbrennverlauf in Form einer mathematischen Funktion lässt sich mit wenigen Parametern erstellen. Dabei ist auszuwählen, welche Werte veränderlich gestaltet und welche konstant gehalten werden.

- **Implementierung der Zusammenhänge**

Dies betrifft die Vorgabe des Brennverlaufs an das Modell, sowie eine etwaige Erweiterung des Modell-Funktionsumfangs (z.B. Bildungsmechanismen für Emissionen). Zusätzlich hat die Auslegung der verschiedenen Regelstrecken, welche für das Einhalten der definierten Betriebsparameter notwendig sind, zu erfolgen.

- **Validierung der Modellfunktionalitäten**

Dieser Schritt beinhaltet neben einer Funktionsüberprüfung der Teilmodelle auch deren Abstimmung. Dazu ist es empfehlenswert auf Messdaten vom Prüfstand, falls vorhanden, zurückzugreifen.

- **Durchführung der Simulationen**

Hierfür ist es notwendig, Kriterien sogenannte Konvergenzkriterien festzulegen, welche auf eine abgeschlossene Simulation bzw. auf ein ausreichend eingeschwungenes Ergebnis hindeuten und die Simulation beenden.

Um die Einflüsse und Zusammenhänge gewisser Modellparameter zu erfassen sind diverse Variationsrechnungen hilfreich. Je nach Modellgröße und -funktionalität kann die Durchführung der Simulationen viel Zeit in Anspruch nehmen und bedarf deshalb einer Planung. Dadurch wird gewährleistet, dass die anschließende Auswertung rascher und zielgerichteter durchgeführt werden kann.

- **Ergebnisanalyse und Plausibilitätskontrolle**

Es ist sinnvoll, ausgesuchte Größen in einer überschaubaren Ausgabe zusammenzufassen. Dadurch ist es möglich, bereits kurz nach Beendigung einer Simulation eine rasche Kontrolle des Ergebnisses durchzuführen, vor allem dahingehend, ob die Vorgabewerte erreicht wurden und die Simulation auskonvergiert ist.

Falls der erste Schnell-Check erfolgreich, war kann mit einer ausgiebigen Analyse fortgefahren werden. Wobei die Grenzen zwischen der Analyse und der anschließenden Aufbereitung fließend sind.

- **Aufbereitung der Ergebnisse**

Hierbei wird, um auf Wirkungsgrade und Teilverluste zu kommen, mittels einer Motorprozessrechnung auf Basis des Simulationsergebnisses eine Verlustteilung erstellt. Nun müssen die Ergebnisse noch grafisch aufbereitet werden, um eine abschließende Interpretation durchführen zu können.

6.2 Ergebnisse und Ausblick

Die Resultate diese Arbeit gehen aus dem modellierten Großgasmotor hervor. Wegen der Vorgangsweise kann jedoch davon ausgegangen werden, dass gewisse Teilergebnisse und Tendenzen auch bei vergleichbaren Motorkonzepten ihre Gültigkeit besitzen.

Die Variationen der Brennverlaufslage ergaben die jeweils optimale Schwerpunktlage der Verbrennung für die beiden NO_x -Niveaus von 500 und 200 mg/Nm^3 . Es zeigte sich, dass die Brennverlaufsform das Lageoptimum praktisch nicht verändert. Die Form des Brennratensverlaufs hatte bei optimaler Lage einen erstaunlich geringen Einfluss auf den indizierten Wirkungsgrad, dieser stieg zu größeren Formfaktoren hin nur leicht an.

Der große Vorteil an einer rechtslastigen Verbrennung liegt in der niedrigen Klopfneigung. Das Klopfintegral machte deutlich, dass eine gemächlich ansteigende Verbrennung mit darauffolgendem raschen Ausbrand die geringste Klopfneigung besitzt. Dieser Umstand macht es möglich, bei hohen Formfaktoren ($m = 4, 5$ oder 6) das Verdichtungsverhältnis zu erhöhen und so noch einige Zehntel im inneren Wirkungsgrad zu gewinnen.

Den größten Einfluss auf den Verbrennungsverlust hat, neben der Lage, die Verbrennungsdauer. So ergaben die Untersuchungen zur Dauer, dass eine möglichst kurze Verbrennung anzustreben ist, was zu erwarten war. Dabei wäre am realen Motor noch zu untersuchen, ob und vor allem wie weit eine Verkürzung der Verbrennung realisierbar ist.

Zusammenfassend ist zu sagen, dass die optimale Lage des Brennverlaufs unter den vorgegebenen Randbedingungen eindeutig definiert werden konnte. Hinsichtlich Form und Dauer der Verbrennung konnten Tendenzen bzw. eine „Ziel-Richtung“ ermittelt werden. Die technische Realisierbarkeit schränkt eine generelle Aussage bezüglich eines optimalen Brennverlaufs, welcher keine Freiheitsgrade mehr besitzt, erheblich ein.

Für weiterführende Untersuchungen würde sich anbieten, die ermittelten Optimalfälle und deren unmittelbare Nähe durch Messungen am Prüfstand zu validieren, um so die Qualität der Erkenntnisse bewerten zu können.

Literaturverzeichnis

- [1] F. Zacharias, Gasmotoren, Würzburg: Vogel Fachbuch, 2001.
- [2] A. Wimmer, G. Pirker, M. Engelmayer und E. Schneßl, „Gas Engine versus Diesel Engine - A Comparison of Efficiency,“ *MTZ Industrial*, pp. 23-27, November 2001.
- [3] A. Wimmer, G. Pirker, E. Schneßl, C. Trapp, H. Schaumberger und M. Klinker, „Bewertung von Simulationsmodellen zur Brennverfahrensauslegung für die neue Generation von Großgasmotoren,“ *10. Internationales Symposium für Verbrennungsdiagnostik*, pp. 93-104, Baden-Baden, Mai 2012.
- [4] Gamma Technologies, Inc., GT-Suite Flow Theory Manual, Westmont, 2011.
- [5] Gamma Technologies, Inc., GT-Suite Engine Performance Application Manual, 2010.
- [6] R. Pischinger, M. Klell und T. Sams, Thermodynamik der Verbrennungskraftmaschine, 3.Auflage Hrsg., H. List, Hrsg., Springer Verlag Wien New York, 2009.
- [7] I. I. Vibe, Brennverlauf und Kreisprozeß von Verbrennungsmotoren, Berlin: VEB Verlag Technik, 1970.
- [8] VDMA Motoren und Systeme, Emissionsbroschüre zur Abgasgesetzgebung: Diesel- und Gasmotoren, Frankfurt, 2011.
- [9] G. P. Merker und C. Schwarz, Grundlagen Verbrennungsmotoren - Funktionsweise, Simulation, Messtechnik, R. Teichmann, Hrsg., Vieweg-Teubner, 2012.
- [10] K. Pattas und G. Häfner, „Stickoxidbildung bei der ottomotorischen Verbrennung,“ *Motorentechnische Zeitschrift*, pp. 397-404, Dezember 1973.
- [11] D. Dimitrov, F. Chmela und A. Wimmer, „Eine Methode zur Vorausberechnung des Klopfverhaltens von Gasmotoren,“ *4. Dessauer Gasmotoren-Konferenz*, pp. 114-130, 2005.
- [12] M. Mühlberger, Optimierung von Verbrennung und Ladungswechsel von Großgasmotoren mittels Simulation, Diplomarbeit, TU Graz, 2013.
- [13] Gamma Technologies, Inc., GT-Suite User Routines Manual, Westmond, 2011.
- [14] M. Krenn, G. Pirker, M. Mühlberger und A. Wimmer, „Einsatz der DoE-Methode zur simulationsbasierten Optimierung von Großgasmotoren,“ *14. Tagung Arbeitsprozess des Verbrennungsmotors*, Graz, September 2013.
- [15] M. Krenn, Experimentell basiertes Brennratenmodell zur Optimierung des Wirkungsgrads von Großmotoren, Diplomarbeit, TU Graz, 2012.

Abbildungsverzeichnis

Abbildung 2-1: Diskretisierung in Teilvolumina	3
Abbildung 2-2: Reale Ladung	5
Abbildung 2-3: Verbrennungsverlust.....	6
Abbildung 2-4: Wandwärmeverlust	6
Abbildung 2-5: Ladungswechselerlust	7
Abbildung 2-6: Vibe-Verläufe unterschiedlicher Formfaktoren	8
Abbildung 2-7: Doppel-Vibe-Brennverlauf.....	9
Abbildung 2-8: Druckverläufe: a) nicht klopfend, b) leicht klopfend, c) stark klopfend	11
Abbildung 3-1: Prinzipskizze des Gasmotors.....	13
Abbildung 3-2: Verknüpfungen des Modellplans mit den User-Modellen	17
Abbildung 3-3: Vergleich Umsetzungsgrad Messung zu Modell [14].....	20
Abbildung 3-4: Funktion des Umsetzungsgrades.....	20
Abbildung 3-5: Berechnungsalgorithmus Schwerpunktlage	21
Abbildung 3-6: Berechnen des Flächenschwerpunktes	22
Abbildung 3-7: Berechnungsalgorithmus Klopfkennung	24
Abbildung 3-8: Abbruch des Klopfintegrals abhängig vom Umsatz.....	25
Abbildung 3-9: Beispielhafte Erhöhung des Verdichtungsverhältnisses.....	26
Abbildung 3-10: Modellierung Epsilon-Regelung	27
Abbildung 3-11: Eingang/Ausgang des Epsilon-Reglers.....	28
Abbildung 4-1: Vorgabe einer Messung in der Simulation	29
Abbildung 4-2: Verläufe eines klopfenden Einzelzyklus	31
Abbildung 4-3: Klopfintegrale der 5 ausgewählten Einzelzyklen	31
Abbildung 4-4: Vergleich der Klopfintegrale von Messung und Simulation	32
Abbildung 4-5: Vergleich der Druck- und Temperaturverläufe von Messung und Simulation	32
Abbildung 4-6: Ermittlung der Klopfschwelle eines Einzelzyklus.....	33
Abbildung 4-7: Ermittlung des horizontalen Schwellwerts.....	33
Abbildung 4-8: Vergleich klopfender und nicht klopfender Mittelzyklus	34
Abbildung 4-9: Klopfintegrale und deren Ableitungen	35
Abbildung 5-1: Ablauf Simulation und Auswertung	36
Abbildung 5-2: Verlustteilung aus Simulation des Basis-Brennverlaufs	38
Abbildung 5-3: Brennraten bei Lagevariation / 500 mg NO _x /Nm ³	39
Abbildung 5-4: Verlustteilung Lagevariation / 500 mg NO _x /Nm ³ / m = 2.....	39
Abbildung 5-5: Teilverluste Lagevariation / 500 mg NO _x /Nm ³	40
Abbildung 5-6: Lambda und Schwerpunktlage bei Lagevariation / 500 mg NO _x /Nm ³	41
Abbildung 5-7: Optimale Verbrennungslage / 500 mg NO _x /Nm ³	42
Abbildung 5-8: Klopfintegrale Lagevariation / 500 mg NO _x /Nm ³	43

Abbildung 5-9: Brennraten bei Lagevariation / 200 mg NO _x /Nm ³	43
Abbildung 5-10: Verlustteilung Lagevariation / 500 mg NO _x /Nm ³ / m = 2.....	44
Abbildung 5-11: Teilverluste Lagevariation / 200 mg NO _x /Nm ³	45
Abbildung 5-12: Klopfintegrale Lagevariation / 200 mg NO _x /Nm ³	46
Abbildung 5-13: Verlustteilung Lagevariation / Lambda = konst. / m = 2.....	47
Abbildung 5-14: Brennraten bei Variation des Formfaktors.....	48
Abbildung 5-15: Verlustteilung Formvariation / 500 mg NO _x /Nm ³	48
Abbildung 5-16: Teilverluste Formvariation / 500 mg NO _x /Nm ³	49
Abbildung 5-17: Klopfintegrale Formvariation / 500 mg NO _x /Nm ³	50
Abbildung 5-18: Exemplarische T-Verläufe der unverbrannten Zone bei Formvariation.....	50
Abbildung 5-19: Brennraten bei Dauervariation	51
Abbildung 5-20: Verlustteilung Dauervariation / 500 mg NO _x /Nm ³	52
Abbildung 5-21: Teilverluste Dauervariation / 500 mg NO _x /Nm ³	52
Abbildung 5-22: Mittlere Zylindertemperatur bei Dauervariation / m = 2.....	53
Abbildung 5-23: Brennraten bei Epsilon-Anhebung	54
Abbildung 5-24: Klopfintegrale vor und nach Epsilon-Anhebung	55
Abbildung 5-25: Verdichtungsverhältnis vor und nach Anhebung	55
Abbildung 5-26: Verlustteilung vor und nach Epsilon-Anhebung.....	56
Abbildung 5-27: Teilverluste vor und nach Epsilon-Anhebung	56
Abbildung 5-28: Einpassen des Vibe-Brennverlaufs	58
Abbildung 5-29: Brennraten bei Vorkammervariation	59
Abbildung 5-30: Verlustteilung Vorkammervariation	60
Abbildung 5-31: Teilverluste Vorkammervariation.....	61
Abbildung 5-32: Brennraten und NO-Bildungsrate bei VK-Variation	62
Abbildung 5-33: NO-Bildungsrate und Temperatur der unverbrannten Zone	62
Abbildung 5-34: NO-Bildungsrate und NO kumuliert.....	63

Tabellenverzeichnis

Tabelle 3-1: Eingabedaten <i>EngCylCombustion.F</i>	18
Tabelle 3-2: Erweiterte Eingabedaten <i>EngCylCombustion.F</i>	19
Tabelle 3-3: Eingabedaten <i>EngCylCombustion_Knock.F</i>	24
Tabelle 4-1: Iterative Ermittlung des NO _x -Faktors bei 500 mg NO _x /Nm ³	30
Tabelle 4-2: Iterative Ermittlung des NO _x -Faktors bei 200 mg NO _x /Nm ³	30
Tabelle 5-1: Langsame Zylinderdaten bei Einlassschluss	37
Tabelle 5-2: Inhalt des Eingabefiles	37
Tabelle 5-3: Parameter der Vorkammer-Brennverläufe	59