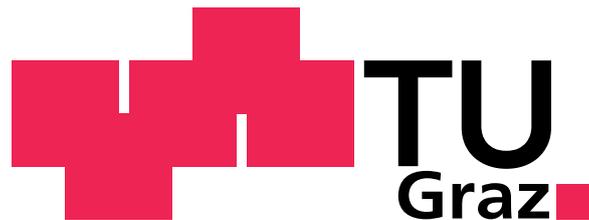


Diplomarbeit



Potentialuntersuchung unterschiedlicher Vorkammer-Spülgase zur NO_x-Reduktion bei Großgasmotoren

Verfasser

Mayr Philipp 0731211 F 066 445

eingereicht am

Institut für Verbrennungskraftmaschinen und Thermodynamik
an der Technischen Universität Graz

Vorstand: Univ.-Prof. Dipl.-Ing. Dr.techn. Eichlseder Helmut
Betreuender Professor: Ao.Univ.-Prof. Dipl.-Ing. Dr.techn. Wimmer Andreas
Betreuender Assistent: Dipl.-Ing. Dr.techn. Schneßl Eduard

Einreichdatum: 14.03.2013

Danksagung

Zu Beginn möchte ich meinen Dank der TU-Graz aussprechen. Ich bin mit der Ausbildung im Studiengang Maschinenbau sehr zufrieden. Es herrschte stets ein angenehmes Studienklima ohne bürokratische Hürden. Die Auslastung konnte man auch in den Einführungsveranstaltungen noch nicht als überfüllt bezeichnen. Bei Terminkollisionen oder Terminwünschen versuchten alle Institute immer eine gute Lösung für alle Beteiligten zu finden. Alle Vortragenden waren sehr engagiert und es gab immer die Möglichkeit, in Sprechstunden Rat und Antworten zu erhalten. Und ich habe das Gefühl, eine sehr hochwertige und gute Ausbildung erhalten zu haben.

Neben dem Dank an die TU-Graz möchte ich einigen Personen im Speziellen danken.

An oberster Stelle möchte ich mich bei Herrn Prof. Dr. Andreas Wimmer bedanken. Er hat mir diese Diplomarbeit ermöglicht und mich durchgehend unterstützt. Durch das System der regelmäßigen Präsentation und Diskussion von Zwischenergebnissen gab er mir viele wichtige Anstöße, die die Arbeit lenkten.

Ein großer Dank gilt meinem Betreuer Dr. Eduard Schneßl. Er ließ mir stets die Freiheit, eigene Ideen zu verfolgen. Dabei behielt er das Ziel im Auge und brachte mich bei Abschweifungen wieder zurück auf die richtige Spur.

Weiters möchte ich Herrn Dr. Dimitar Dimitrov danken, der mir mit seinem Berechnungsmodell und seinen Arbeiten zu den Stickoxidemissionen einen guten Einstieg in die Diplomarbeit ermöglicht hat.

Schließlich möchte ich mich bei Herrn Dr. Gerhard Pirker und Herrn Dipl.-Ing. Markus Krenn bedanken. In zahlreichen Diskussionen gaben sie mir wichtige Denkanstöße. Bei Schwierigkeiten in der Berechnung konnte ich sie stets um Rat und Hilfe bitten.

Besonders bedanken möchte ich mich bei meinen Eltern Karl und Marianne. Sie unterstützten mich bei allem, was ich tat, ohne mich je einzuschränken. Sie ermöglichten mir meine Ausbildung. Sehr dankbar bin ich für den familiären Rückhalt durch sie und meine Geschwister.

Deutsche Fassung:
Beschluss der Curricula-Kommission für Bachelor-, Master- und Diplomstudien vom 10.11.2008
Genehmigung des Senates am 1.12.2008

EIDESSTÄTTLICHE 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 entnommene Stellen als solche kenntlich gemacht habe.

Graz, am

.....
(Unterschrift)

Englische Fassung:

STATUTORY DECLARATION

I declare that I have authored this thesis independently, that I have not used other than the declared sources / resources, and that I have explicitly marked all material which has been quoted either literally or by content from the used sources.

.....
date

.....
(signature)

Kurzfassung

Die Gesetzgebung forciert die Senkung der Stickoxidemissionen bei Großgasmotoren, da diese für den Menschen und die Umwelt schädlich sind. Aktuell senkt die Europäische Union den Emissionsgrenzwert von $500 \text{ mg}/\text{m}_n^3$ auf $200 \text{ mg}/\text{m}_n^3$. Diese Reduktion ist durch eine Änderung der Betriebsparameter bereits auf bestehenden Anlagen möglich. Allerdings verschlechtert sich dadurch der Wirkungsgrad und somit die Wirtschaftlichkeit. Die Forschung arbeitet daher an Möglichkeiten, die Stickoxidemissionen zu reduzieren, ohne dabei den Wirkungsgrad senken zu müssen.

Diese Diplomarbeit behandelt einen Großgas-Mager-Motor, der zur sicheren Entflammung des Hauptbrennraums eine Vorkammer als Zündverstärker verwendet. Die Vorkammer hat eine Größe von nur ca. 1% des Verdichtungsendvolumens. Trotz ihres kleinen Volumens trägt die Vorkammer maßgeblich zu den Stickoxidemissionen bei.

Die Stickoxidbildung steigt exponentiell mit der Temperatur an. Ziel ist es daher die Verbrennungstemperatur zu senken. Es gibt verschiedene Lösungsansätze, wie zum Beispiel die Abgasrückführung oder weiteres Ausmagern in Kombination mit verbrennungsstabilisierenden Maßnahmen. Diese Diplomarbeit sollte das Potential der Stickoxidreduktion durch alternative Vorkammerspülgase ausloten.

Dazu wurden Messungen am Einzylinder Forschungsmotor mittels der $0d$ -Motorprozessrechnung analysiert. Verwendet wurde dazu das Tool GT-Power. Die Vorkammer wird darin als Zylinder mit vernachlässigbar kleinem Hub und ständig geöffneter Überströmbohrung zum Hauptbrennraum modelliert. Entscheidend dabei ist, dass ein Zwei-Zonen Modell verwendet wird, das sowohl das Volumen des Hauptbrennraums als auch das der Vorkammer in eine verbrannte und eine unverbrannte Zone unterteilen. Stickoxide entstehen nämlich beinahe ausschließlich durch den Zeldovich-Mechanismus in der verbrannten Zone hinter der Flammenfront.

Die erarbeitete Berechnung ermöglicht eine vollständige Motor-Analyse, die auch die Zustände in der Vorkammer zeitlich hoch aufgelöst wiedergibt. Es können die Zusammensetzung des Vorkammer-Gemisches bei Zündzeitpunkt, die Massenströme zwischen Vorkammer und Hauptbrennraum, der Brennverlauf der Vorkammer, etc. bestimmt werden. Dadurch konnte ein gutes Verständnis der Einflüsse verschiedener Vorkammerspülgase auf den Motorprozess und die Stickoxidbildung erarbeitet werden. Für ein Reformergas einer autothermen Reformierung konnte ein Wirkungsgradvorteil von $\Delta\eta_i = +0.3\%$ (unter Berücksichtigung des Reformieraufwandes) bei gleichzeitiger Stickoxidreduktion in der Vorkammer um 83% berechnet werden.

Abstract

Legislation is being pushed through to reduce nitrogen oxide emissions for high power gas engines because these emissions are harmful to human beings and the environment. Currently the European Union is lowering the emission limit from $500 \text{ mg}/\text{m}_n^3$ to $200 \text{ mg}/\text{m}_n^3$. This reduction is already possible with existing plants, but it goes along with a decline in the engine efficiency, which means lower economic profitability. Therefore, researchers are making great efforts to find solutions that reduce nitrogen oxide without lowering efficiency.

This thesis deals with a lean burn large gas engine which uses a pre-chamber as an ignition amplifier to ensure the inflammation of the main combustion chamber. Although the capacity of the pre-chamber is only about 1% of the compression-end-volume, the pre-chamber contributes significantly to nitrogen oxide emissions.

Since nitrogen oxide formation increases exponentially with higher temperatures, the goal is to reduce the combustion temperature. This can be achieved through different approaches, for example exhaust gas recirculation or a leaner operating engine in combination with combustion stabilizing measures. The aim of this thesis is to explore the potential for reducing nitrogen oxide by using alternative pre-chamber scavenging gases.

To this end, measurements on a single cylinder research engine were analyzed using 0D engine simulation and the calculation tool GT-Power. The pre-chamber is modeled as a cylinder with negligible short stroke and a permanent open flow pipe to the main combustion chamber. It is important to calculate with a two zone combustion model which separates the main combustion chamber and the pre-chamber into a burned zone and an unburned zone, for almost all nitrogen oxides are formed by the Zeldovich mechanism in the burned zone behind the flame front.

The calculation process that was developed allows analysis of an entire engine, thereby providing insight into the gas conditions of the pre-chamber in a high temporal resolution. The composition of the pre-chamber gas mixture at ignition time, the massflows between the pre-chamber and the main combustion chamber and the burn rate of the pre-chamber can all be determined. In this way, it was possible to obtain a good understanding of the influences of different pre-chamber scavenging gases on the engine cycle process and nitrogen oxide formation. When a process gas from an autothermal gas reforming process was used, an advantage of $\Delta\eta_i = +0.3\%$ in engine efficiency (with consideration of the reforming efficiency) was calculated with a simultaneous reduction in nitrogen oxide in the pre-chamber of 83%.

Inhaltsverzeichnis

1	Einleitung	10
2	Motorische Zusammenhänge bezüglich NO_x	12
2.1	Magergasmotor mit Vorkammer	12
2.1.1	Wirkungsgradsteigerung	12
2.1.2	Vorkammervarianten	14
2.1.3	grundsätzliche Beschreibung der Vorkammer bezüglich NO _x	15
2.2	Grundlagen zu den Stickoxiden	16
2.2.1	Mechanismen der NO _x -Entstehung[1]	17
2.2.2	Berechnung der NO-Konzentration	19
2.3	Lösungsansätze zur NO _x -Minimierung	20
2.3.1	Abgasnachbehandlung[2]	21
2.3.2	Innere motorische Maßnahmen	21
3	Vorkammerspülgase	24
3.1	Reformergase	24
3.1.1	Gesamtwirkungsgrad mit Reformier	24
3.1.2	Stöchiometrischer Luftbedarf und Luftverhältnis für unterschiedliche Gasgemische	26
4	Grundsätzliche Möglichkeiten zur NO_x-Bestimmung	29
4.1	Emissionsmessung am Motorprüfstand	29
4.2	0d-Motorprozessrechnung	31
4.3	3d-CFD-Berechnung	32
5	Modellweiterentwicklung	34
5.1	Das Ausgangsmodell	34
5.2	Modelländerungen	35
5.2.1	Gaseinblasung	36
5.2.2	Röhrenwerk und Niederdruckindizierung	37
5.2.3	Einpassung eines Vibe-Brennverlaufs für die Vorkammer	38
5.2.4	Integration der NO _x -Berechnung in GT-Suite	41
5.3	Modell nach diversen Änderungen	42
5.3.1	Brennverlaufsanalyse als Eingabe für eine weitere Motorprozessrechnung	42
5.3.2	Vorgabe von Gasgemischen	43
5.3.3	Angabe der Stickoxid-Emissionen	45
5.3.4	Luftverhältnis in der Vorkammer	47
5.3.5	Bewertungskriterien zur Charakterisierung einer Vorkammerkonfiguration	50
5.4	Adaptierung zur Berechnung von Einzelzyklen	52
5.4.1	Vorgehen	52
6	Modellanwendung und Ergebnisdiskussion	53
6.1	Vergleich EG- /H ₂ - /Reformergas- gespülte Vorkammer	53
6.1.1	Randbedingungen	53
6.1.2	Gaskenngrößen	53
6.1.3	Brennverlaufsanalyse HBR	54
6.1.4	Energieanteile in der Vorkammer zu Zündzeitpunkt	54

6.1.5	Vorkammerdruck und daraus abgeleitete Kenngrößen	55
6.1.6	Temperaturen der verbrannten Zone und NO _x -Emissionen	56
6.2	Reduktion von 500 [mg/m _n ³] NO _x auf 250 [mg/m _n ³] NO _x	59
6.2.1	Randbedingungen	59
6.2.2	Brennverlaufsanalyse HBR	59
6.2.3	Energieanteile in der Vorkammer zu Zündzeitpunkt	60
6.2.4	Vorkammerdruck und daraus abgeleitete Kenngrößen	61
6.2.5	Temperaturen der verbrannten Zone und NO _x -Emissionen	63
6.3	Zyklische Schwankungen	65
6.3.1	Zündverzug	65
6.3.2	Stickoxide	67
7	Zusammenfassung und Ausblick	73
7.1	Arbeitsschritte und Ergebnisse	73
7.2	Ausblick	74
8	Anhang	78
8.1	Aktuelles GT-Power Model	78

Nomenklatur

Abkürzungen

CFD	Computational Fluid Dynamics
HBR	Hauptbrennraum
KW	Kurbelwinkel
LEC	Large Engines Competence Center
LLK	Ladeluftkühler
PID	Proportional-Integral-Differential Regelglied
PM10	Feinstaub: aerodynamischer Durchmesser $< 10\mu m$
SCE	Single Cylinder Engine
SCR	Selective Catalytic Reduction
SPL	Schwerpunktlage
THC	Total HC: Summe der Kohlenwasserstoffemissionen
UT	Unterer Totpunkt
VK	Vorkammer
WOT	Wechsel- Oberer Totpunkt
ZOT	Zünd- Oberer Totpunkt
ZV	Zündverzug
ZZP	Zündzeitpunkt

Griechische Formelzeichen

η	Wirkungsgrad	[-]
κ	Isentropenexponent	[-]
λ	Luftverhältnis	[-]
μ	Massenanteil	[-]
ν	Mol-/Volumensanteil	[-]
ε	Verdichtungsverhältnis	[-]
φ	Kurbelwinkelstellung	[°KW]
φ	Vorkammerenergieanteil	[-]

Indizes

B, Br	Brennstoff
e	effektiv
i	indiziert
L	Luft
l	Reaktion nach links
M	Messung
M	Miller
n	Normzustand
nD	nach Drossel
R	Rechnung
r	Reaktion nach rechts
u	unverbrannt
v	verbrannt

Lateinische Formelzeichen

E_a	Aktivierungsenergie	[J/mol]
-------	---------------------	---------

H_u	unterer Heizwert	$[kJ/kg]$
k	Reaktionsgeschwindigkeit	$[cm^3/(mol \cdot s)]$
M	molare Masse	$[kg/kmol]$
m	Formfaktor in Vibe Brennverlauf	$[-]$
p_m	Mitteldruck	$[bar]$
Q	Wärmemenge	$[kJ]$
R_m	universelle Gaskonstante	$8.314 [J/(mol \cdot K)]$

1 Einleitung

Die Belastung der Umgebungsluft mit Stickoxidemissionen stammt zu einem bedeutenden Anteil aus der motorischen Verbrennung. Stickoxide sind für Mensch und Umwelt schädlich. Aus diesem Grund liegt dem Gesetzgeber viel daran, die Konzentration dieses Luftschadstoffes zu senken. Er setzt diese Forderung an die Industrie durch Emissionsgesetzgebungen um. Bei Nicht-Einhalten verhängt er Strafen. Nun bedeuten geringere Stickoxidemissionen einer Verbrennungskraftmaschine einen geringeren spezifischen Nutzen, also einen schlechteren Wirkungsgrad. Die Technik ist gefordert, diesen Trade-Off zwischen Wirkungsgrad und NO_x -Emissionen durch verbesserte oder neue Technologien zu schließen.

Schädlichkeit der NO_x -Emissionen für Mensch und Umwelt

Stickstoffmonoxid (NO) ist ein farbloses, giftiges Gas, das in der Atmosphäre zu Stickstoffdioxid (NO_2) weiter oxidiert. Die giftige Wirkung beruht auf der Bildung von Methämoglobin. Es verändert den roten Blutfarbstoff, sodass er keinen Sauerstoff mehr aufnehmen kann. Der rote Blutfarbstoff in der Nähe des Methämoglobins kann Sauerstoff aufnehmen, jedoch nicht mehr abgeben[3].

Stickstoffdioxid ist ein rotbraunes, giftiges, stechend chlorähnlich riechendes Gas. Mit Wasser bildet es Salpetersäure (HNO_3) und Salpetrige Säure (HNO_2). Dadurch wirken Stickoxide schleimhautreizend[4].

Stickoxide tragen zur Versauerung und Überdüngung von Böden und Gewässern bei. Zusammen mit Ammoniak bilden Stickoxide bei kalter Wetterlage das partikelförmige Ammoniumnitrat, welches zur großräumigen Feinstaubbelastung (PM10) beiträgt. Bei warmen Temperaturen begünstigen Stickoxide zusammen mit Kohlenwasserstoffen die Bildung von Ozon[5].

Gesetzgebung[6]

In der TA-Luft 2002¹ wird als Grenzwert für NO_x -Emissionen bei Magermotoren $500 \text{ mg}/\text{m}_n^3$ angegeben. Die österreichische Gesetzgebung lehnt sich an die deutsche TA-Luft an. In der EU (wie auch in einigen anderen Staaten) gilt zudem seit 2010 das Göteborg-Protokoll² zur Verminderung der Versauerung, Eutrophierung³ und des bodennahen Ozons. Darin wird für Magermotoren $> 1 \text{ MW}_{th}$, die neu in den Markt gebracht werden, ein Stickoxidgrenzwert von $250 \text{ mg}/\text{m}_n^3$ angegeben. Die Europäische Union sieht in naher Zukunft einen Stickoxidgrenzwert von $200 \text{ mg}/\text{m}_n^3$ vor.

Wirkungsgrad/ NO_x -TradeOff

Zum einen wird eine möglichst hohe Wirtschaftlichkeit von einem Gasmotor gefordert, die sich im Wirkungsgrad spiegelt. Zum anderen zielt die Politik darauf ab, die Stickoxidemissionen zu senken. Diese beiden Forderungen sind gegenläufig. Die Abbildung 1.1 aus einer Vorarbeit am Institut zeigt einen schematischen Zusammenhang. Es handelt sich hierbei um eine Simulation, bei der das Luftverhältnis λ verändert wurde. Im flachen Teil der Kurve, bei niedrigem Luftverhältnis λ , führen geringe Luftverhältnisänderungen zu großen NO_x -Änderungen. Im steilen linken Teil führen die gleichen Luftverhältnisänderungen zu wesentlich größeren Wirkungsgrad-differenzen.

¹Technische Anleitung zur Reinhaltung der Luft, Abschnitt 5.4.1.4 und Abschnitt 5.4.8.1b.1; 24. Juli 2002, Deutschland

²engl.: Gothenburg-Protocol; Anhang 5, Ziffer 12, Tabelle 4

³Überdüngung

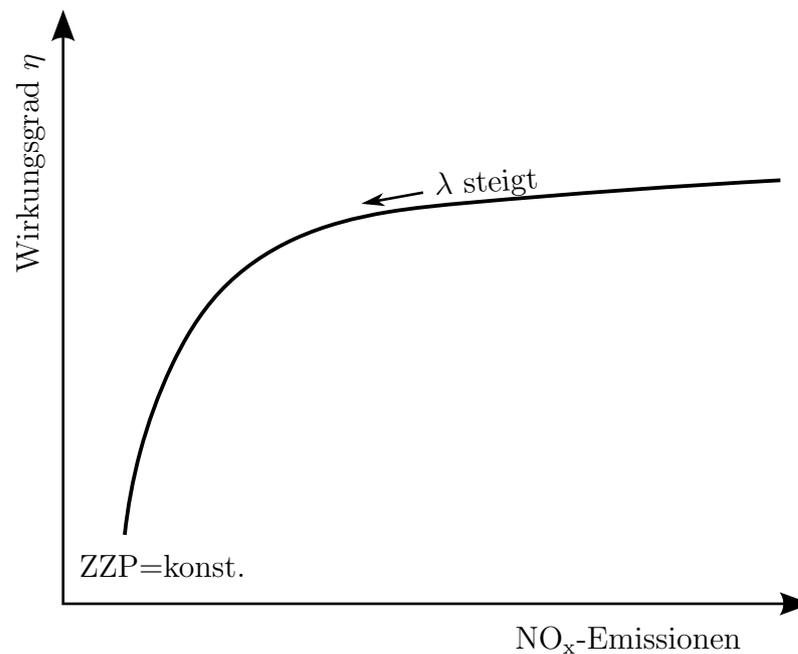


Abbildung 1.1: NO_x-Wirkungsgrad-Trade-Off[7]

Ausgangssituation und Zielsetzung

Die Diplomarbeit erfolgt an einem Einzylinder Forschungsmotor, der von einem bereits am Markt erhältlichen Großgasmotor abgeleitet ist. Es handelt sich dabei um einen Magermotor, der zur sicheren Entflammung des Hauptbrennraums eine Vorkammer als Zündverstärker verwendet. In der kleinsten Ausführung hat der Serienmotor eine Leistung $P_{th} > 1MW$. Um die NO_x-Emissionen zu senken, ohne die Motorkonfiguration zu ändern, muss man die Betriebseinstellungen hin zu geringeren NO_x-Emissionen und aber zugleich weg vom Punkt des besten Wirkungsgrades verstellen. Der Hersteller gibt für den Erdgasbetrieb für die Senkung der Emissionen von 500 mg/m_n^3 auf 250 mg/m_n^3 einen Wirkungsgradverlust $\Delta\eta_{el} > 1\%$ – *Punkt* an.

Es sind verschiedene Lösungsansätze zur Stickoxid-Reduktion denkbar, wie zum Beispiel eine Abgasrückführung oder weiteres Ausmagern in Kombination mit verbrennungsstabilisierenden Maßnahmen. Die Diplomarbeit verfolgt den Ansatz der Stickoxid-Reduktion in der Vorkammer durch alternative Vorkammerspülgase. Ziel ist es, eine Konfiguration zu finden, die dies ermöglicht, ohne Einbußen im Wirkungsgrad in Kauf nehmen zu müssen.

2 Motorische Zusammenhänge bezüglich NO_x

Hier wird auf die allgemeinen Mechanismen der NO_x-Bildung und im Speziellen auf die Stickoxidbildung in einem Vorkammer-Magermotor eingegangen. Es wird erläutert, warum der Lösungsansatz der NO_x-Minimierung durch alternative Vorkammerspülgas untersucht wird.

2.1 Magergasmotor mit Vorkammer

Eine Vorkammer ist ein dem Hauptbrennraum vorgelagerter kleiner Brennraum. In ihm herrschen gute, stabile Zündbedingungen. Sein Zweck ist es, den Hauptbrennraum sicher und ausreichend rasch zu entflammen und ein optimales Durchbrennen sicher zu stellen. Die Abbildung 2.1 zeigt eine Prinzipdarstellung eines Gasmotors mit gespülter Vorkammer.

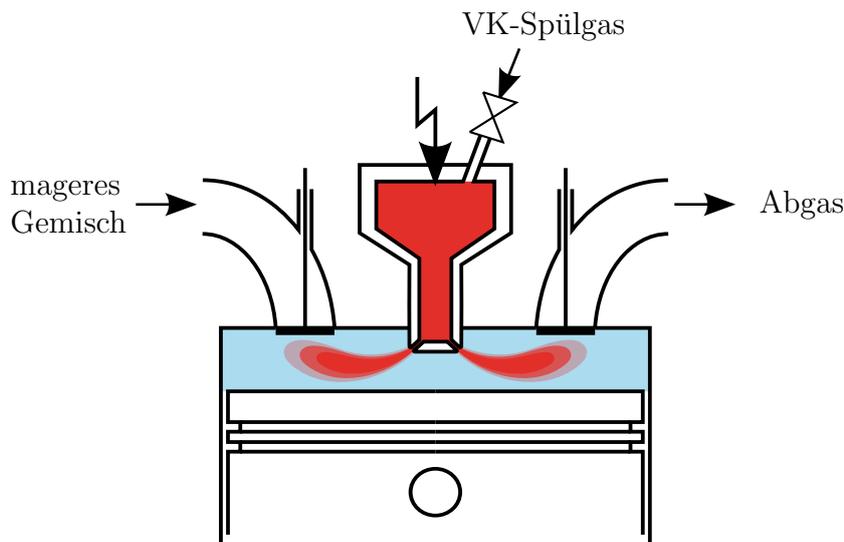


Abbildung 2.1: Prinzipdarstellung eines Vorkammerngasmotors

2.1.1 Wirkungsgradsteigerung

Ziel ist es, bei gegebenen Emissionslimits den größtmöglichen Wirkungsgrad zu erreichen. Als Idealprozess gilt die Gleichraumverbrennung. Für den *thermodynamischen Wirkungsgrad des Gleichraumprozesses* ergibt sich nach [8]:

$$\eta_{th,v} = 1 - \frac{1}{\varepsilon^{\kappa-1}} \quad (2.1)$$

ε ... mit steigendem Verdichtungsverhältnis steigt der Wirkungsgrad

κ ... mit steigendem Isentropenexponenten steigt der Wirkungsgrad

- κ steigt mit steigendem Luftverhältnis λ
- κ sinkt mit steigender Temperatur

Um dem wirklichen Motor näher zu kommen, wird als Vergleichsprozess numerisch der Wirkungsgrad des *vollkommenen Motors* berechnet. Die grundlegenden oben genannten Einflüsse gelten weiterhin.

$$\eta_V = \frac{W_V}{Q_{Bv}} \quad (2.2)$$

Mit Hilfe der Verlustanalyse können die Einzelverluste quantitativ angegeben werden.

$$\eta_i = \eta_V - (\Delta\eta_{rL} + \Delta\eta_{uV} + \Delta\eta_{rV} + \Delta\eta_{Ww} + \Delta\eta_{Lw}) \quad (2.3)$$

Vor- und Nachteile eines Magermotorkonzeptes:

Die folgende Auflistung sollte die Stärken und Schwächen eines Magermotorkonzeptes aufschlüsselt auf die einzelnen Verlustpunkte der Verlustteilung aufzeigen.

- η_V
 - + hohes $\lambda \Rightarrow$ Klopfgrenze zu hohen Mitteldrücken
 - + durch Ausmagern höheres ε möglich
 - + höheres $\lambda \Rightarrow$ höheres κ
- $\Delta\eta_{uV}$... Verluste durch unvollkommene Verbrennung
 - mageres Gemisch ist schwer entflammbar; größere zyklische Schwankungen
 - \Rightarrow optimierte Brennverfahren nötig (z.B. Vorkammer)
- $\Delta\eta_{rV}$... Verluste durch realen Verbrennungsverlauf
 - + frühere Schwerpunktlage möglich durch geringere Klopfneigung
 - Bei Magermotoren sind optimierte Brennverfahren notwendig, um ein ausreichend rasches Durchbrennen zu gewährleisten.
- $\Delta\eta_{Ww}$... Verluste durch Wandwärmeübergang
 - + bei Großmotoren günstiges Volumen zu Oberflächenverhältnis
 - + durch mageren Betrieb niedrigere treibende Temperaturdifferenz
- $\Delta\eta_{Lw}$... Verluste durch realen Ladungswechsel
 - + Bei Stationärmotoren kann der Turbolader auf einen einzigen Betriebspunkt hin optimiert werden. Eine positive Ladungswechselschleife ist möglich.

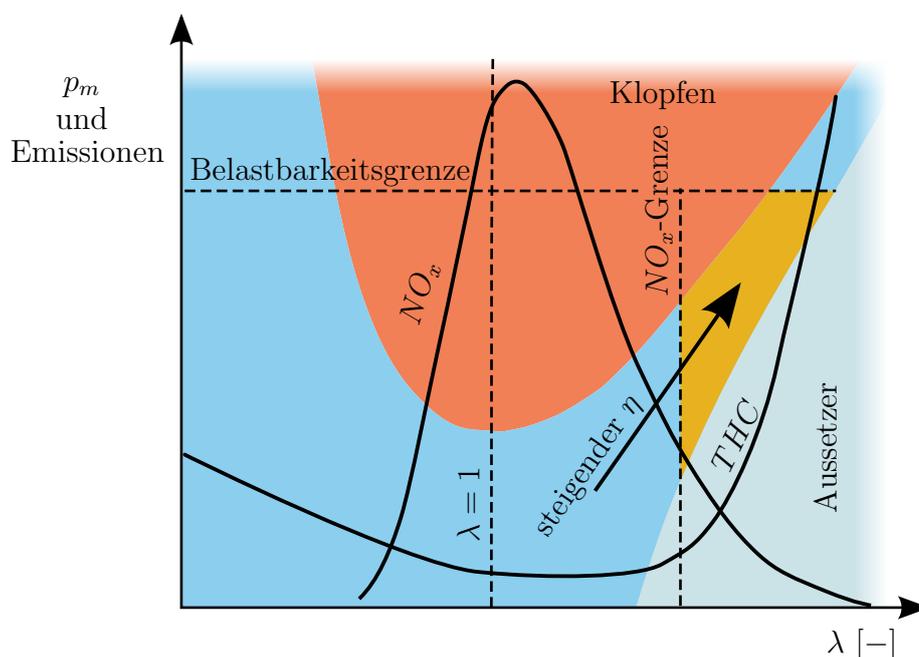


Abbildung 2.2: Fahrbarkeitsbereich des Magermotors[9]

Ein Magergasgroßmotor erreicht höchste Wirkungsgrade und kann die Emissionsgrenzwerte ohne Abgasnachbehandlung einhalten. Der Fahrbarkeitsbereich ist in Abbildung 2.2 prinzipiell dargestellt. Der fahrbare Bereich ist durch die gesetzliche NO_x -Grenze und durch eine Bauteil-Belastbarkeitsgrenze beschränkt und wird durch das Klopf- und das Aussetzgebiet eingeschränkt. Der fahrbare Lambdabereich wird mit steigendem Mitteldruck schmaler. Das heißt, Aussetzergrenze und Klopfgrenze nähern sich an. Daraus resultieren besondere Anforderungen an die Gemischbildung, ein gleichbleibendes, homogenes Luft-Kraftstoffgemisch für alle Zylinder einzustellen. Durch Optimierungen des Brennverfahrens kann das Fahrbarkeitsband aufgeweitet werden.

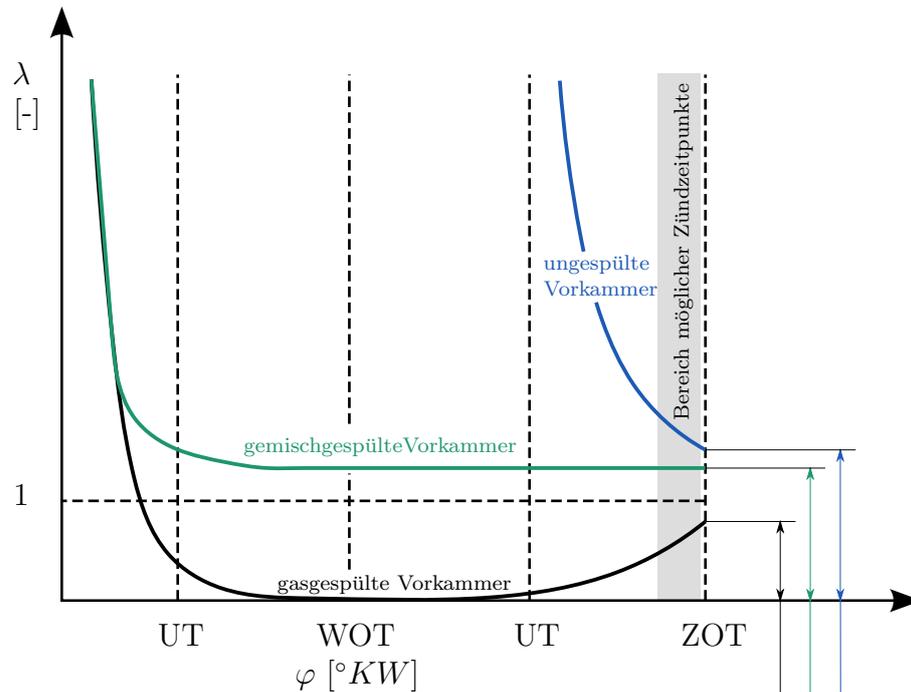
2.1.2 Vorkammervarianten

Grundsätzlich werden drei verschiedene Vorkammerbetriebsvarianten unterschieden:

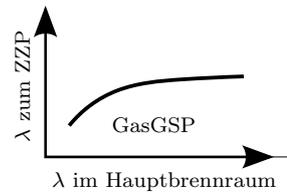
- ungespült:
Die Vorkammer verfügt über keine eigene Gaszufuhr. Erst durch das Verdichten wird über die Überströmbohrungen ein Gas-Luft-Gemisch aus dem Hauptbrennraum in die Vorkammer gedrückt. Zum Zündzeitpunkt befindet sich das Gemisch des Hauptbrennraums und Restgas des letzten Zyklus in der Vorkammer. Durch die geringe Vorkammerenergie sind zusätzliche Maßnahmen nötig, um die Vorkammer sicher zu entzünden und die Verbrennung zu beschleunigen.
- Gas-gespült:
In die Vorkammer wird durch eine separate Gaszufuhr reines Verbrennungsgas eingebracht. Meist erfolgt dies über ein federgesteuertes Druckventil. Liegt ein durch die Kolbenbewegung erzeugter Unterdruck an, wird die Federkraft überwunden und Gas strömt ein. Wird anschließend im Kompressionshub mageres Gemisch aus dem Hauptbrennraum in die Vorkammer gedrückt, erhält das Vorkammerngas den benötigten Sauerstoff für optimale Zünd- und Brennbedingungen. Neuere Entwicklungen zielen auf eine elektronisch gesteuerte Hochdruckgaseinblasung ab. Dieses System ist von Gasschwingungen und Schwingungen am Federventil unabhängig. Außerdem kann über den Einblasezeitpunkt gesteuert werden, wie viel mageres Gemisch aus dem Hauptbrennraum zurückgedrückt wird.
- Gemisch-gespült:
Hier wird die Vorkammer mit dem gleichen Gemisch gespült, das auch der Hauptbrennraum ansaugt. Die Spülung kann wieder wie bei der Gas-gespülten Vorkammer erfolgen. Durch den geringen Energieinhalt sind wieder zusätzliche Maßnahmen zur Stabilisierung der Zündung und Verbrennung nötig.

Das Luftverhältnis, das sich bei diesen drei Varianten zu Zündzeitpunkt einstellt, ist schematisch in Abbildung 2.3 dargestellt.

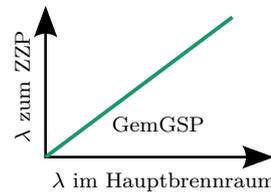
Neben den beschriebenen Möglichkeiten des Vorkammerbetriebs ist eine Vielzahl weiterer Betriebsvarianten denkbar. Sie kann mit verschiedensten Brenngasen, -Gemischen und mit unterschiedlichen Luftverhältnissen betrieben werden.



Das mittlere Luftverhältnis in der Vorkammer ist bestimmt durch das Verdichtungsverhältnis und das Luftverhältnis im Hauptbrennraum.



Das Luftverhältnis zum Zündzeitpunkt entspricht praktisch jenem des zugeführten Gasgemisches.



Das mittlere Luftverhältnis in der Vorkammer ist auf Grund von verbleibendem Restgas in der Vorkammer etwas höher als jenes im Hauptbrennraum.

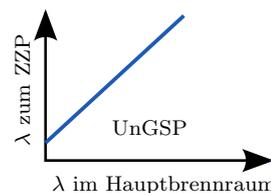


Abbildung 2.3: Lambda in der Vorkammer für verschiedene Betriebsvarianten[7]

2.1.3 grundsätzliche Beschreibung der Vorkammer bezüglich NO_x

Die Vorkammer hat circa 1% bis %3 des Verdichtungsvolumens. Trotz ihrer kleinen Größe ist sie für 20% bis 50% der Stickoxidemissionen verantwortlich. Der Grund dafür liegt in ihrer Aufgabe selbst. Sie wirkt als Zündverstärker für den Hauptbrennraum. In ihr herrschen gute Zündbedingungen durch ein energiereiches Gemisch. Dementsprechend hohe Temperaturen werden erreicht. Mit steigender Temperatur steigt exponentiell die Stickoxidbildung. Eine schematische Positionierung der Vorkammer (VK) und des Hauptbrennraums (HBR) im Feld des lokalen Luftverhältnisses über der lokalen Flammentemperatur ist in Abbildung 2.4 zu sehen.

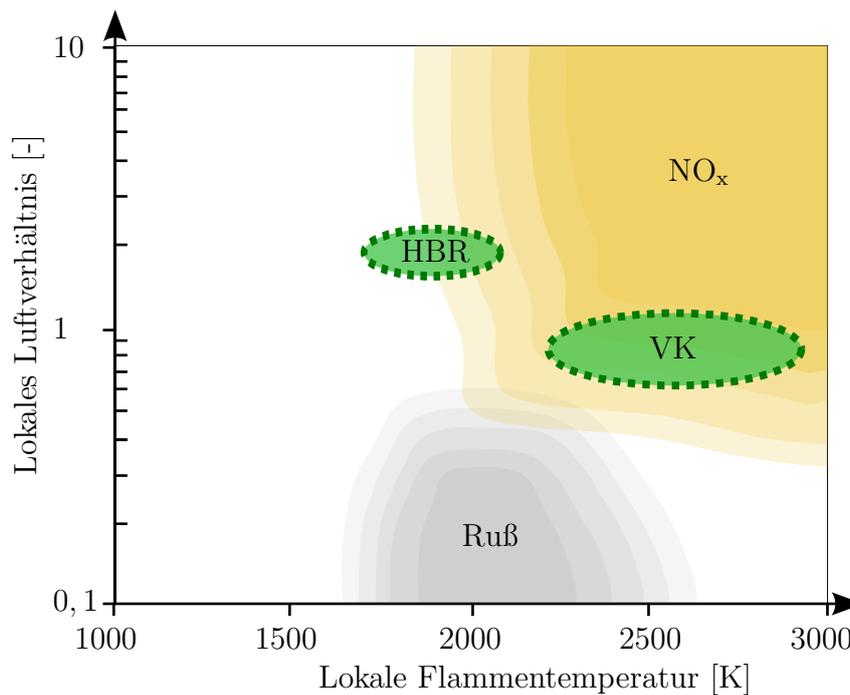


Abbildung 2.4: schematischer NO_x -Bereich für Vorkammer und Hauptbrennraum

Das Zusammenspiel zwischen Vorkammer und Hauptbrennraum wird im folgenden für ein besseres Verständnis der NO_x -relevanten Vorgänge qualitativ beschrieben. Für den Vorkammerspülvorgang vergleiche Abbildung 2.3.

Wenn das Federventil öffnet, überspült Vorkammerngas in den Hauptbrennraum. Die Vorkammer ist je nach Durchmischung mit Frischgas und Restgas des letzten Zyklus gefüllt. In der Kompressionsphase wird mageres Gemisch vom Hauptbrennraum in die Vorkammer zurückgedrückt. In der Vorkammer stellt sich ein Gasgemisch um $\lambda \approx 1$ ein. Dieses wird in der Kompressionsphase durch einen Zündfunken entflammt. Die freiwerdende Wärme führt zu einer raschen Drucküberhöhung in der Vorkammer. Noch bevor die Vorkammer durchgebrannt ist, strömt Vorkammerngas getrieben durch den Druckgradient in den Hauptbrennraum. Erreicht die Flammenfront die Überströmbohrungen, schlagen Flammenfackeln in den Hauptbrennraum über. Diese Flammenfackeln entzünden das magere Gemisch des Hauptbrennraumes. Der Überdruck in der Vorkammer baut sich noch während des Kompressionshubes über die Überströmbohrungen ab. Ab dem Erreichen des Druckausgleichs bis zum Ende des Kompressionshubes wird wieder Gemisch (Verbranntes und Unverbranntes) aus dem Hauptbrennraum in die Vorkammer zurückgedrückt.

Einfluss auf die Stickoxidemissionen haben nun die Vorkammervverbrennung, die Flammenfackeln, das Verbrennen des mageren Hauptbrennraumes und das Zurückdrücken des Gemisches in die noch heißen Restgase der Vorkammer.

2.2 Grundlagen zu den Stickoxiden

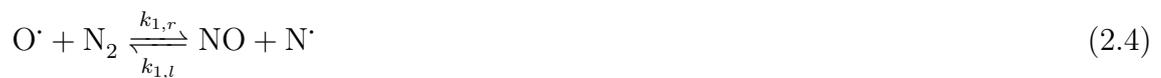
Bei der motorischen Verbrennung entsteht hauptsächlich NO , welches unter atmosphärischen Bedingungen zu NO_2 weiterreagiert. Deshalb ist für die Berechnung der Stickoxidemissionen nur wichtig, die NO -Konzentration richtig abzubilden. Die Weiterreaktion zu NO_2 wird nicht betrachtet.

2.2.1 Mechanismen der NO_x-Entstehung[1]

Man unterscheidet vier Mechanismen zu Bildung von NO. Das *thermische NO* wird in der verbrannten Zone durch hohe Temperaturen aus Luftstickstoff gebildet. Das *prompte NO* entsteht bereits in der Flammenfront ebenfalls aus Luftstickstoff. Es gibt die Möglichkeit, dass NO durch den *N₂O-Mechanismus* gebildet wird. Letztlich kann das *Brennstoff-NO* durch Stickstoff im Brennstoff hervorgerufen werden.

Thermisches NO

Man spricht auch vom erweiterten Zeldovich-Mechanismus. Der hochgestellte Punkt in den Reaktionsgleichungen kennzeichnet Radikale⁴. Ein Radikal ist ein Atom (oder Molekül) mit mindestens einem ungebundenen Elektron. Dementsprechend sind Radikale besonders reaktionsfreudig.



Der Zeldovich-Mechanismus ist der am besten untersuchte NO_x-Bildungsmechanismus. Dennoch bestehen Unsicherheiten in den Reaktionsgeschwindigkeiten, weil diese experimentell bestimmt werden müssen.

Zum Aufbrechen der stabilen N₂-Dreifachbindung in Gleichung 2.4 ist eine hohe Aktivierungsenergie nötig. Deshalb wird eine hohe Temperatur benötigt, damit diese Reaktion ausreichend schnell abläuft. Daher auch die Bezeichnung „Thermisches NO“. Die erste Zeldovich-Reaktion ist die geschwindigkeitsbestimmende Reaktion. Der Geschwindigkeitskoeffizient wird mit einem erweiterten Arrhenius-Ansatz modelliert[10].

$$k_{1,r} = A \cdot T^b \cdot e^{\frac{-E_a}{R_m \cdot T}} \quad (2.7)$$

Wendet man den Logarithmus auf diese Gleichung an, ergibt sich:

$$\ln(k_{1,r}) = \ln(A \cdot T^b) - \frac{E_a}{R_m} \cdot \frac{1}{T} \quad (2.8)$$

Stellt man die Gleichung 2.7 graphisch dar, ergibt sich ein linearer Zusammenhang (Abbildung 2.5). Man sieht den exponentiellen Einfluss der Temperatur. Erhöht man die Temperatur von 2500K auf 5000K, so wird um den Faktor 10³ mehr NO gebildet.

⁴Analog zur Literaturquelle wird nur das Atom mit einem Punkt gekennzeichnet. NO und OH haben ebenfalls ein freies Elektron.

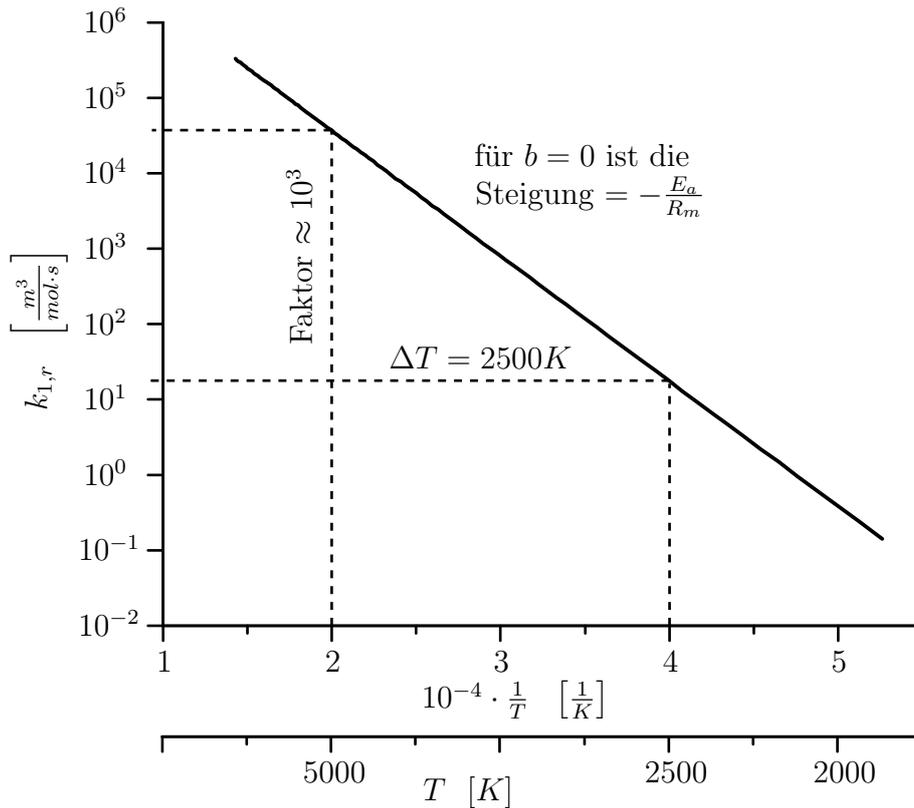


Abbildung 2.5: Reaktionsgeschwindigkeit

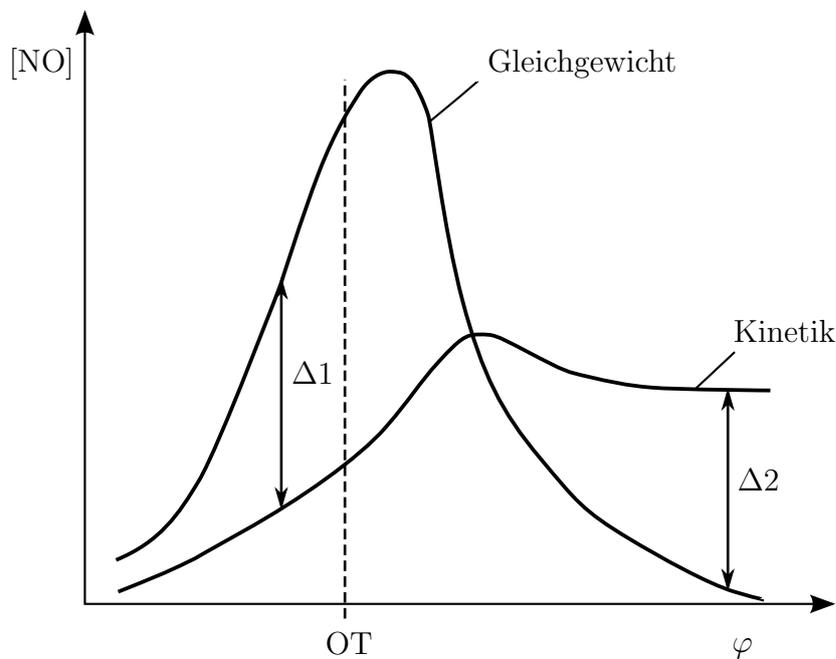


Abbildung 2.6: Schema Kinetik vs. chemisches Gleichgewicht

Der Einfluss der Reaktionskinetik auf die NO-Bildung in einer motorischen Verbrennung ist schematisch in Abbildung 2.6 zu sehen. Reaktionen benötigen Zeit, bis sich zwischen Edukte und Produkte ein chemisches Gleichgewicht einstellt. Diese Zeit ist nicht immer vorhanden. Die NO_x-Bildung läuft nicht ausreichend schnell ab. Sie muss mit der Reaktionskinetik beschrieben

werden, die die Geschwindigkeiten der Hin- und Rückreaktionen berücksichtigt. In der Kompressionsphase hinkt die NO-Bildung dem chemischen Gleichgewicht hinterher ($\Delta 1$), bis sie sich in der Expansionsphase schneiden. Durch die Expansion kühlt das Verbrennungsgas rasch ab. Es herrschen nicht lange genug ausreichend hohe Temperaturen um eine Rückreaktion bis zum chemischen Gleichgewicht zu ermöglichen. Die NO-Konzentration friert ein ($\Delta 2$) und wird vom Motor ausgeschoben.

Über N₂O erzeugtes NO

Lavoie erweiterte den Zeldovich-Mechanismus durch eine NO-Bildung aus N₂O[11].



N₂O wird aus den nachfolgenden Reaktionen gebildet:



Der N₂O-Mechanismus gewinnt an Bedeutung, je niedriger die Temperaturen und je höher die Drücke sind.

Prompt-NO

Promptes NO entsteht direkt in der Flammenfront. Die Bildung des prompten NO wurde erstmals von Fenimore beschrieben. Die prompten NO sind wesentlich schwieriger zu bestimmen, da ihre Entstehung sehr eng mit dem CH-Radikal zusammenhängt. Dieses kann aber viele verschiedene Reaktionswege einschlagen. Zur Bildung von NO reagiert CH mit N₂ zu HCN (Blausäure), welches anschließend rasch über mehrere mögliche Reaktionen zu NO weiterreagieren kann. Wegen der geringen Aktivierungsenergie läuft die Prompt-NO-Bildung schon ab ca. 1000K ab.



Wegen der oben genannten Schwierigkeiten und der untergeordneten Rolle des Fenimore-NO wird dieses nicht weiter berücksichtigt.

Brennstoff-Stickstoff

Der Brennstoff-Stickstoff spielt für gewöhnlichen motorischen Brennstoffe keine Rolle. NO aus im Brennstoff gebundenem N₂ kommt aber zum Beispiel bei der Kohleverbrennung vor. Die beiden geschwindigkeitsbestimmenden Schritte sind die Gleichung 2.4 und die Gleichung 2.6 des Zeldovich-Mechanismus.

2.2.2 Berechnung der NO-Konzentration

Im Folgenden werden die thermischen NO und die NO-Bildung über den N₂O-Mechanismus berücksichtigt.

Für die Konzentrationsänderung von NO erhält man zunächst:

$$\begin{aligned} \frac{d[NO]}{dt} = & +k_{1,r} \cdot [O][N_2] - k_{1,l} \cdot [NO][N] \\ & + k_{2,r} \cdot [O_2][N] - k_{2,l} \cdot [NO][O] \\ & + k_{3,r} \cdot [N][OH] - k_{3,l} \cdot [NO][H] \\ & + 2 \cdot k_{4,r}[N_2O][O] - 2 \cdot k_{4,l}[NO][NO] \end{aligned} \quad (2.13)$$

Die Konzentrationen $[N_2]$, $[O_2]$, $[OH]$ und $[O]$ werden über das chemische Gleichgewicht und nicht über die Reaktionskinetik berechnet und vom Motorprozessrechenprogramm bereitgestellt. Die Konzentrationen $[N]$ und $[N_2O]$ müssen noch ermittelt werden. Der atomare Stickstoff ist sehr reaktionsfreudig. Für die Gleichungen 2.5 und 2.6 gilt, dass die Hinreaktionen sehr viel schneller ablaufen als die Rückreaktionen. Daher kann die Konzentration des atomaren Stickstoffs als quasi-stationär betrachtet werden:

$$\begin{aligned} \frac{d[N]}{dt} = & +k_{1,r} \cdot [O][N_2] - k_{1,l} \cdot [NO][O] \\ & - k_{2,r} \cdot [N][O_2] + k_{2,l} \cdot [NO][O] \\ & - k_{3,r} \cdot [N][OH] + k_{3,l} \cdot [NO][H] \approx 0 \end{aligned} \quad (2.14)$$

Daraus ergibt sich für den atomaren Stickstoff:

$$[N] = \frac{k_{1,r} \cdot [O][N_2] + k_{2,l} \cdot [NO][O] + k_{3,l} \cdot [NO][H]}{k_{1,l} \cdot [NO] + k_{2,r} \cdot [O_2] + k_{3,r} \cdot [OH]} \quad (2.15)$$

Und für das Distickstoffmonoxid:

$$\begin{aligned} \frac{d[N_2O]}{dt} = & -k_{4,r} \cdot [N_2O][O] + k_{4,l} \cdot [NO][NO] \\ & + k_{5,r} \cdot [O_2][N_2] - k_{5,l} \cdot [N_2O][O] \\ & + k_{6,r} \cdot [OH][N_2] - k_{6,l} \cdot [N_2O][H] \end{aligned} \quad (2.16)$$

Addiert man die Gleichungen 2.13 und 2.14, ergibt sich für die zeitliche Änderung des Stickstoffmonoxids die einfache Beziehung:

$$\begin{aligned} \frac{d[NO]}{dt} = & 2 \cdot (k_{1,r} \cdot [O][N_2] - k_{1,l} \cdot [NO][O]) \\ & + 2 \cdot (k_{4,r} \cdot [N_2O][O] - k_{4,l} \cdot [NO][NO]) \end{aligned} \quad (2.17)$$

Die NO-Konzentration kann jetzt aus nur zwei Gleichungen 2.4 und 2.9 dargestellt werden.

2.3 Lösungsansätze zur NO_x -Minimierung

Grundsätzlich können zwei verschiedene Herangehensweisen an eine Emissionsminimierung unterschieden werden. Einerseits kann man eine innermotorische Schadstoffreduktion anstreben. Ziel ist es, durch das Brennverfahren selbst geringere Schadstoffemissionen zu erzeugen. Andererseits kann eine Abgasnachbehandlung hinter den Verbrennungsprozess nachgeschaltet werden. Dabei werden die Schadstoffe durch chemische Reaktionen untereinander, mit Zusatzstoffen und/oder Katalysatorstoffen wieder in unbedenkliche Stoffe übergeführt.

Ziel ist es, durch innermotorische Maßnahmen die Emissionsgrenzwerte einzuhalten. Die wesentlichen Nachteile einer Abgasnachbehandlung sind die Systemkomplexität und die damit verbundenen hohen Kosten.

2.3.1 Abgasnachbehandlung[2]

Der Vollständigkeit halber werden die wesentlichen Möglichkeiten der NO_x -Reduktion durch eine Abgasnachbehandlung aufgelistet. Ein Dreiwege-Katalysator kommt für einen Magermotor nicht in Frage, weil er das Abgas einer nahezu stöchiometrischen Verbrennung braucht. Für eine NO_x -Reduktion bei $\lambda > 1$ gibt es zwei Strategien:

- NO_x -Speicher-katalysator:

Der NO_x -Speicher-katalysator arbeitet wie ein Dreiwege-Katalysator. Zusätzlich oxidiert er NO zu NO_2 auf, das sich als Nitrat an einer Speicherkomponente anlagert. Auch O_2 wird gespeichert. Ist die Speicherkapazität erreicht, muss der Kat regeneriert werden. Dazu wird der Motor kurzzeitig fett betrieben. Die Nitrate zerfallen wieder, das eingelagerte O_2 wird wieder frei. Gemeinsam mit den Komponenten der unterstöchiometrischen Verbrennung (HC , CO und H_2) sind wieder alle nötigen Bestandteile für eine Reduktion nach dem Schema des Dreiwege-Katalysators vorhanden.

- Selective Catalytic Reduction (SCR):

Stickoxide sind bei niedrigen Temperaturen metastabil. Es findet keine Rückreaktion zu N_2 und O_2 statt, obwohl das thermodynamische Gleichgewicht eindeutig auf dieser Seite liegt. Es konnte noch kein Katalysatorelement gefunden werden, das die Aktivierungsenergie ausreichend senkt, sodass der Zerfall der NO_x -Moleküle bei den mäßigen Temperaturen im Abgasstrom erfolgt. Es müssen zusätzliche Reaktionspartner angeboten werden, die sich mit dem Sauerstoff der Stickoxide binden. Beim stöchiometrischen Abgas sind das CO , HC und H_2 . Bei $\lambda > 1$ muss als Alternative zum Speicher-katalysator ein Reduktionsmittel eingedüst werden, z.B. Harnstoff $(\text{NH}_2)_2\text{CO}$ der in einer Vorreaktion zu Ammoniak NH_3 umgewandelt wird.

2.3.2 Innermotorische Maßnahmen

Prinzipiell gibt es zwei wesentliche Einflussparameter zur NO_x -Minimierung. Zum einen reduziert ein Absenken der Temperatur die Stickoxidbildung, zum anderen kann eine längere Verweilzeit unter ausreichend heißen Bedingungen die Rückreaktion begünstigen (vgl. Abbildung 2.6). Im folgenden werden Möglichkeiten zur Absenkung der Temperatur aufgezeigt.

- Ladeluftkühlung
- Miller Steuerzeiten
- Ausmagern
- Abgasrückführung
- alternative Brenngase
- Wassereindüsung
- *alternative Brenngase*

Im nachfolgenden werden die Miller Steuerzeit und die Abgasrückführung kurz beschrieben. Die Ladeluftkühlung wird ohnehin eingesetzt. Die Vorkammer weiter auszumagern, ist nur in engen Grenzen möglich, da sonst die Verbrennungsstabilität nicht mehr gesichert ist. Eine Wassereindüsung kühlt zwar effektiv, verschlechtert aber die Verbrennung. Ziel der Arbeit ist es, ein mögliches Potential zur NO_x -Reduktion durch alternative Vorkammerspülgase auszuloten.

2.3.2.1 Miller Steuerzeit[12]

Man spricht von einem Miller Cycle, wenn das Einlassventil frühzeitig geschlossen wird. Das Zylindervolumen wird nur unvollständig mit Frischladung gefüllt. Das Gas expandiert während des verbleibenden Ansaughubes und kühlt ab. Um eine gleiche Füllung zu erreichen, wird das Verfahren mit einer Aufladung kombiniert. Die Abbildung 2.7 zeigt schematisch den Vergleich der Ventilhubkurven.

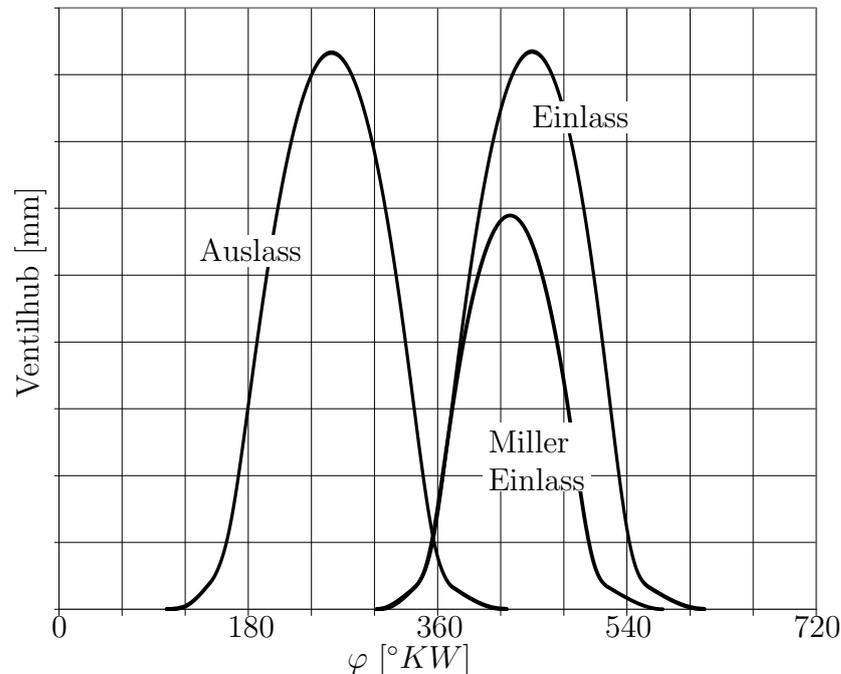


Abbildung 2.7: Miller-Steuerzeit

In Abbildung 2.8 ist ein idealisiertes Indikatordiagramm einer Miller Steuerzeit dargestellt. Durch die Abgasturboaufladung wird das Gemisch von Zustand 1_M nach Zustand 2_M isentrop verdichtet. Danach wird es mit einem Ladeluftkühler von 2_M nach $2'_M$ isobar abgekühlt. Anschließend expandiert die Ladung im Zylinder zum Zustand $1Z_M$. Die strichpunktierte Linie zeigt einen Vergleich mit dem Arbeitsprozess unter konventioneller Steuerzeit. Dabei wird angenommen, dass der Ladeluftkühler in beiden Fällen auf die gleiche Temperatur kühlt. Damit die gleiche Masse bei niedrigerem Volumen in den Zylinder gelangt, muss für eine Miller Steuerzeit der Ladedruck erhöht werden.

Die hohe Aufladung des Frischgases für eine gleiche Zylinderfüllung ist technisch machbar. Die Frischladung wird auf ein höheres Temperaturniveau angehoben. Damit steht dem LLK ein höheres treibendes Temperaturgefälle zur Verfügung. Er kann kleiner ausfallen und wird effizienter. Das Expandieren auf $p_{UT,M}$ im Zylinder durch frühes Einlassschließen bringt eine deutliche Absenkung des Kreisprozesses zu niedrigen Temperaturen. Wollte man den gleichen Effekt erreichen, indem nur auf den Druck $p_{UT,M}$ verdichtet wird und anschließend zum Zustand $1Z_M$ gekühlt wird, würde der Kühlaufwand des LLK überproportional steigen.

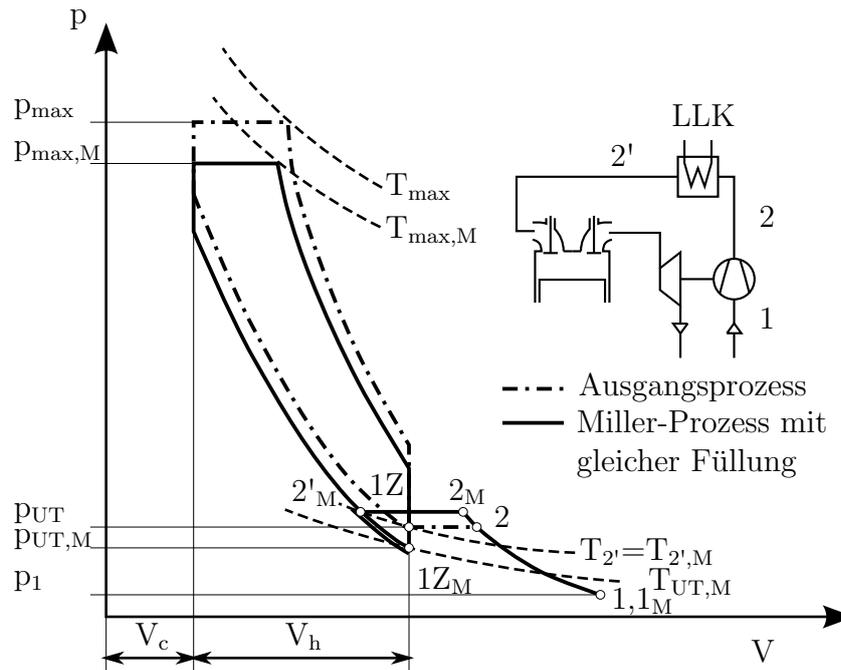


Abbildung 2.8: idealisiertes pV-Diagramm für Miller Cycle⁵

Durch ein Miller Verfahren ergeben sich folgende Vorteile:

- Bei gleicher Zylinderfüllung wie bei konventioneller Aufladung kann die gleiche Zylinderleistung bei niedrigerem Spitzendruck und bei niedrigerer Spitzentemperatur dargestellt werden, ohne dass das Verdichtungsverhältnis ε abgesenkt wird.
- Wenn die mechanische und thermische Belastbarkeit noch nicht erreicht ist, kann im Umkehrschluss bei gleicher Leistung das Verdichtungsverhältnis erhöht werden, oder bei gleichem Verdichtungsverhältnis die Leistung oder eine Kombination aus beidem. Ein erhöhtes Verdichtungsverhältnis beeinflusst den Wirkungsgrad positiv.
- Das niedrigere Temperaturniveau bewirkt eine Reduktion der Stickoxidemissionen, ohne dass das Luftverhältnis λ erhöht werden muss.
- Durch die niedrigere Verdichtungsendtemperatur gewinnt man Spielraum zur Klopfgrenze. Die Leistung oder das Verdichtungsverhältnis kann erhöht werden.

2.3.2.2 Abgasrückführung (AGR)[2]

Der Haupteffekt der Temperatursenkung durch das Abgas basiert auf der Verdünnung der Frischladung mit den Inertgasen CO_2 und H_2O . Die Verbrennung läuft gedämpft ab. Zusätzlich wirkt sich die durch das Verbrennungsprodukt H_2O leicht erhöhte spezifische Wärmekapazität positiv aus. Weiters wird das Abgas bei der externen Abgasrückführung gekühlt. Eine Abgasrückführung geht einher mit einer Verringerung des Luftüberschusses.

3 Vorkammerspülgase

Konventionell wird die Vorkammer Erdgas- gespült. Es ist aber eine Vielzahl von Gasen, Gas- kombinationen und Gas/Luft Gemischen denkbar.

3.1 Reformergase

Ein Gasreformer ist eine chemische Apparatur, in dem Einzelgase zusammengebracht werden. Abhängig von Druck und Temperatur stellt sich in ihm nach dem chemischen Gleichgewicht eine Zusammensetzung des Gasgemisches ein. Brennbare Gaskomponenten sind darin CH_4 , CO und H_2 . Zur Wasserstoffherstellung (oder Ammoniakherstellung) aus Methan wird die Dampfreformierung verwendet. Die Reaktionen der Dampfreformierung sind:



Die Reaktion 3.1 ist stark endotherm. Sie erfolgt nur unter Energiezufuhr. Will man den Re- former autotherm betreiben, wird die partielle Oxidation unter Zugabe von Luft zugelassen. Durch die Oxidation wird die Energie für die endotherme Reaktion bereitgestellt.



Nach [13] wird mit einer autothermen Methandampfreformierung folgende Zusammensetzung erreicht:

H_2	28 – 32	Vol. %
CO_2	8 – 10	Vol. %
CO	9 – 11	Vol. %
CH_4	0.2 – 4	Vol. %
N_2	48 – 52	Vol. %

Die Methanreformierung kann auch mittels einer externen Wärmequelle erfolgen. An beide Verfahren können weitere Prozessschritte nachgeschaltet werden. So kann CO zu CO_2 weiter- reagieren. Dieses kann mit einer sogenannten MDEA-Wäsche entfernt werden. So ist abhängig von der Verschaltung der chemischen Prozesse eine große Bandbreite der Zusammensetzung des Brennstoff-Dreistoffsystems CH_4 , CO und H_2 erzeugbar. Allerdings sind diese Verfahren mit Aufwand und damit Wirkungsgradverlusten verbunden. Im kleinen Maßstab ist daher die autotherme Reformierung das sinnvollste Verfahren zur Herstellung eines Reformergases mit hohem Wasserstoffanteil.

3.1.1 Gesamtwirkungsgrad mit Reformer

Es wird überschlägig der Wirkungsgrad für die Methanreformer-Motor-Kombination am Bei- spiel des Reformergases aus Kapitel 6.1 berechnet. Dieses Reformergas stammt der Zusammen- setzung nach aus einer autothermen Reformierung. In einem ersten Schritt muss der Wirkungs- grad des Reformers bestimmt werden.

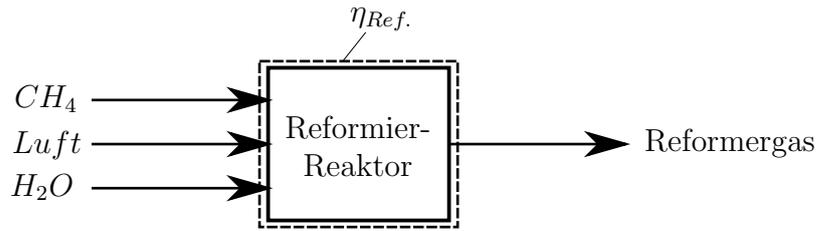


Abbildung 3.1: Prinzip des autothermen Reformers

Der Wirkungsgrad des Reformers wird mit den Heizwerten der einzelnen Komponenten des Reformergases überschlagen.

$$\eta_{Ref.} = \frac{\sum \dot{m}_i \cdot H_{u,i}}{\dot{m}_{CH_4} \cdot H_{u,CH_4}} = \frac{\dot{m}_{VKG} \cdot H_{u,VKG}}{\dot{m}_{CH_4} \cdot H_{u,CH_4}} \quad (3.4)$$

Die Masse des Methans \dot{m}_{CH_4} ist nicht bekannt. Es muss also aus dem Reformergas rückgerechnet werden. Dazu wird eine Kohlenstoffbilanz aufgestellt. Darin sind ν_{CO} und ν_{CO_2} die Volumsanteile CO und CO_2 des Vorkammernergases nach der Reformer.

$$\dot{m}_{CH_4} = \dot{m}_{VKG} \cdot \frac{M_{CH_4}}{M_{VKG}} \cdot (\nu_{CO} + \nu_{CO_2}) \quad (3.5)$$

Damit ergibt sich ein Wirkungsgrad des Reformers von:

$$\eta_{Ref.} = 71.18\%$$

Nun kann der Gesamtwirkungsgrad nach Abbildung 3.2 berechnet werden. Dazu müssen die Energiebilanzen für die drei eingezeichneten Systeme aufgestellt werden.

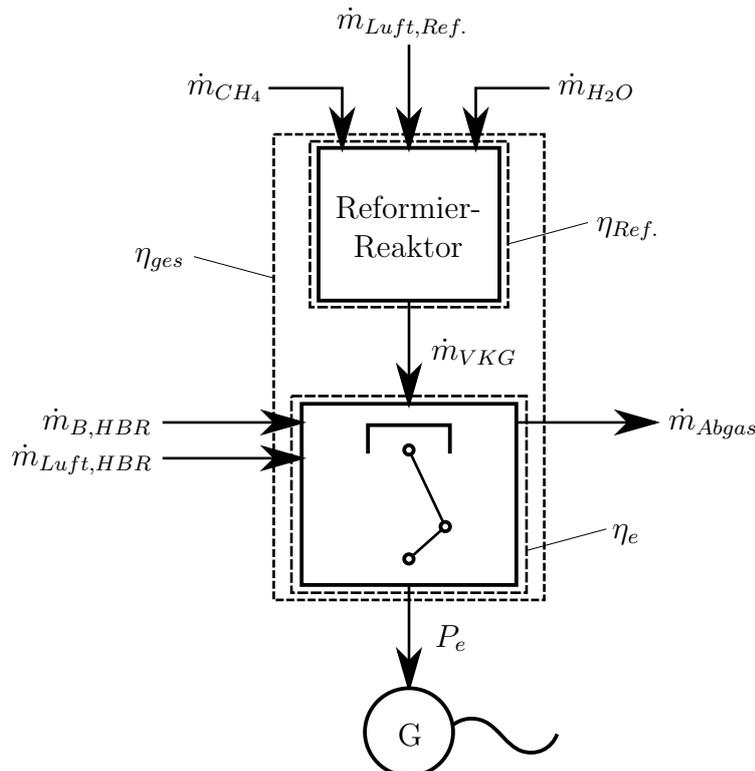


Abbildung 3.2: Gesamtsystem Reformer-Motor

System Motor:

$$\eta_e = \frac{P_e}{\dot{m}_{B,HBR} \cdot H_{u,CH_4} + \dot{m}_{VKG} \cdot H_{u,VKG}} \quad (3.6)$$

Gesamtsystem:

$$\eta_{ges} = \frac{P_e}{(\dot{m}_{B,HBR} + \dot{m}_{CH_4}) \cdot H_{u,CH_4}} \quad (3.7)$$

Werden die Gleichungen 3.4, 3.6 und 3.7 zusammengeführt, gelangt man zu der Formulierung:

$$\eta_{ges} = \frac{\dot{m}_{B,HBR} \cdot H_{u,CH_4} + \dot{m}_{VKG} \cdot H_{u,VKG}}{\dot{m}_{B,HBR} \cdot H_{u,CH_4} + \frac{\dot{m}_{VKG} \cdot H_{u,VKG}}{\eta_{Ref.}}} \cdot \eta_e$$

Mit dem Vorkammerenergieanteil φ_{VK} nach Gleichung 6.1 erhält man:

$$\dot{m}_{B,HBR} \cdot H_{u,CH_4} = \dot{m}_{VKG} \cdot H_{u,VKG} \cdot \frac{1 - \varphi_{VK}}{\varphi_{VK}}$$

$$\eta_{ges} = \frac{\frac{\dot{m}_{VKG} \cdot H_{u,VKG} \cdot \frac{1 - \varphi_{VK}}{\varphi_{VK}} + \dot{m}_{VKG} \cdot H_{u,VKG}}{\dot{m}_{VKG} \cdot H_{u,VKG} \cdot \frac{1 - \varphi_{VK}}{\varphi_{VK}} + \dot{m}_{VKG} \cdot H_{u,VKG} \cdot \frac{1}{\eta_{Ref.}}}} \cdot \eta_e$$

Somit ergibt sich für das Gesamtsystem:

$$\eta_{ges} = \frac{1}{1 - \varphi_{VK} + \frac{\varphi_{VK}}{\eta_{Ref.}}} \cdot \eta_e \quad (3.8)$$

Abhängig von der Vorkammerenergiemenge ändern sich die Verluste durch den benötigten Aufwand der Reformierung. Werden die Verluste bis zum indizierten Wirkungsgrad betrachtet, tritt an die Stelle des η_e ein η_i . Es ergibt sich ein zusätzlicher Verlust durch die Reformierung, um den der indizierte Wirkungsgrad η_i für eine Berücksichtigung des Reformers reduziert werden muss.

$$\Delta\eta_{Ref.} = \eta_i - \eta_{ges} \quad (3.9)$$

Für das betrachtete Reformergas beträgt dieser Verlust:

$$\Delta\eta_{Ref.} = 0.32\%$$

3.1.2 Stöchiometrischer Luftbedarf und Luftverhältnis für unterschiedliche Gasgemische

Je nach Zusammensetzung stellt sich ein stöchiometrischer Luftbedarf L_{min} ein. Dieser berechnet sich nach:

$$L_{min} = \frac{1}{0.21} \cdot \left(\frac{1}{2} \nu_{CO} + \frac{1}{2} \nu_{H_2} + 2 \nu_{CH_4} \right) \cdot \frac{M_L}{M_{Br}} \quad (3.10)$$

CO hat mit $2.45 \left[\frac{kg_L}{kg_{Br}} \right]$ den geringsten Luftbedarf (linke Ecke), H_2 mit $34,33 \left[\frac{kg_L}{kg_{Br}} \right]$ den größten (Spitze des Dreiecks). Methan hat einen stöchiometrischen Luftbedarf von $17.17 \left[\frac{kg_L}{kg_{Br}} \right]$ (rechte Ecke).

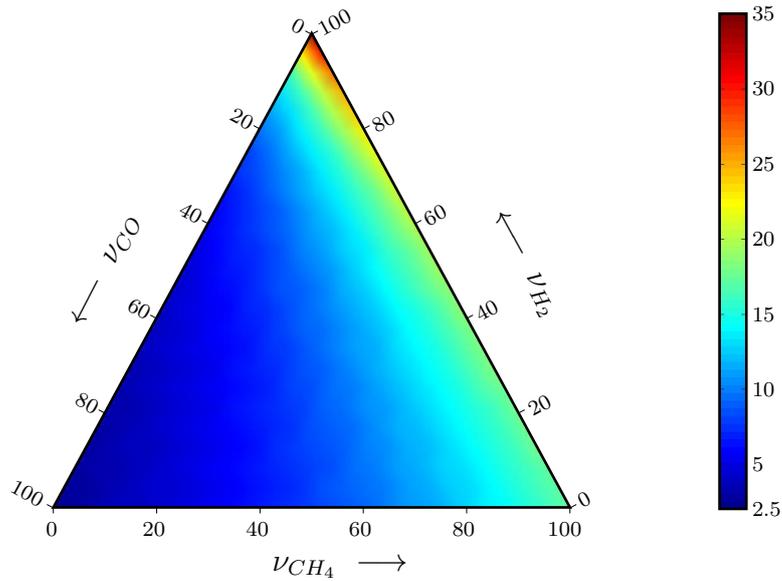


Abbildung 3.3: L_{min} in $\left[\frac{kg_L}{kg_{Br}}\right]$ für die drei Brennstoffkomponenten

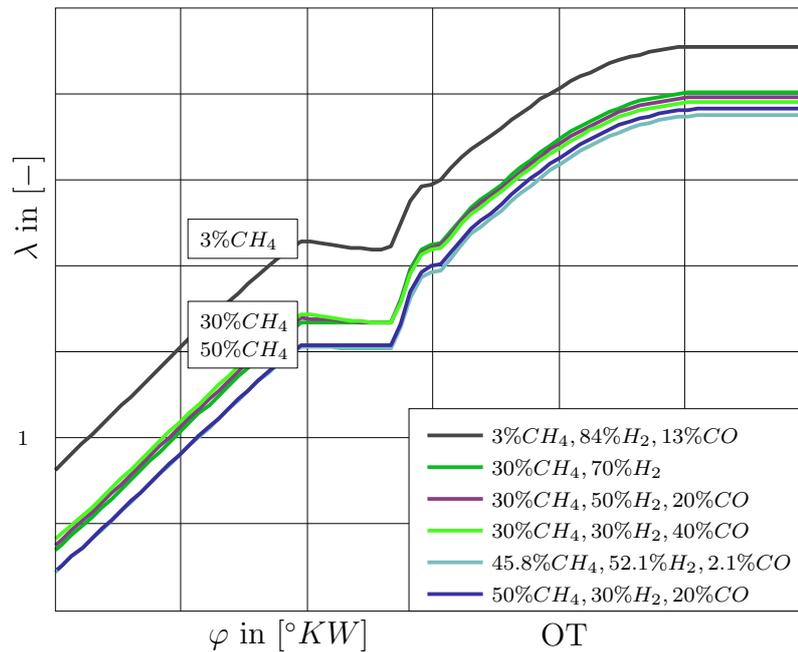


Abbildung 3.4: λ_{VK} unterschiedlicher Gemische

CO und H_2 benötigen die gleichen Teile Sauerstoff, nämlich $\frac{1}{2} \cdot \left[\frac{mol_{O_2}}{mol_{Br}}\right]$. Deswegen ist für das Luftverhältnis λ nach Gleichung 5.34 das Verhältnis $\frac{\nu_{CO}}{\nu_{H_2}}$ nicht entscheidend. Dieses Verhalten konnte auch mit GT-Power nachgeprüft werden. Dazu wurden im Modell mehrere Gasgemische aus CH_4 , CO und H_2 mit dem gleichen Einblaseverlauf eingedüst. Die Gasmenge wurde jeweils so eingestellt, dass die gleiche Energie zugeführt wurde. Das Vorkammergas überspült in den Hauptbrennraum. Anschließend wird bei gleich betriebenem Hauptbrennraum immer die gleiche Menge und die gleiche Zusammensetzung des Luft-/Kraftstoffgemisches zurückgedrückt. Es

stellt sich ein Luftverhältnis in der Vorkammer nach Abbildung 3.4 ein. Die Unterschiede sind auf nur auf die unterschiedlichen Methananteile zurückzuführen. Da Methan $2 \cdot \left[\frac{\text{mol}_{O_2}}{\text{mol}_{Br}} \right]$ benötigt, stellt sich für geringere Methananteile ein höheres Luftverhältnis ein.

4 Grundsätzliche Möglichkeiten zur NO_x-Bestimmung

Die Stickoxidemissionen können rechnerisch ermittelt werden. Dazu bedient man sich der *0d-Motorprozessrechnung* oder der *3d-CFD-Berechnung*. Um die Berechnungen zu verifizieren, müssen sie *experimentell mit Messungen am Motorprüfstand* abgeglichen werden. Im folgenden werden die Unterschiede zwischen der 0d-Motorprozessrechnung, der 3d-CFD Berechnung und der Messung erläutert. Es wird auf die jeweiligen Vor- und Nachteile eingegangen.

4.1 Emissionsmessung am Motorprüfstand

Am Motorenprüfstand werden die Stickoxidemissionen mit einem Chemilumineszenzdetektor[14] bestimmt. Dabei läuft die Reaktion



ab. Danach befinden sich $\sim 10\%$ der NO₂-Moleküle in einem angeregten Elektronenzustand. Diese fallen spontan in ihren energieärmeren Grundzustand zurück und senden dabei Lichtquanten in Form von Fluoreszenzstrahlung aus. Der Messgasstrom muss konstant gehalten werden, um eine Lichtausbeute proportional zur NO-Konzentration zu erhalten. Um die Gesamtheit der NO_x-Emission zu messen, muss das Messgas über einen NO₂ \rightarrow NO Konverter geführt werden.

Bei der experimentellen Bestimmung ist zu beachten, dass ...

- ... nur die Summe der NO_x aus der Vorkammer plus dem Hauptbrennraum gemessen werden können. Allerdings können die Vorkammer-NO_x experimentell abgeschätzt werden, indem der Hauptbrennraum mit reiner Luft gespült wird und somit nicht brennt.
- ... das Gas, welches zum Zeitpunkt der Druckindizierung im Motor verbrannt wurde, Zeit benötigt, bis es die Abgasanalyse erreicht.
- ... die Stickoxide über einen längeren Zeitraum gemittelt werden. Diese können jedoch besonders bei $250 \text{ mg}/\text{m}_n^3$ NO_x-Messungen oder bei $200 \text{ mg}/\text{m}_n^3$ NO_x-Messungen stark schwanken.

Abbildung 4.1 zeigt die Ermittlung der Gaslaufzeit vom Motor bis zum Chemilumineszenzdetektor. Die Abtastrate der Stickoxide beträgt hier 1Hz . Es wurde ein Zündzeitpunktsprung vorgegeben. Bis zu einer ersten merklichen Änderung der gemessenen Stickoxide vergingen ca. 7 Sekunden. Für den Abgleich der Messung mit der Berechnung müssen also diese zeitverschobenen Stickoxidemissionen herangezogen werden.

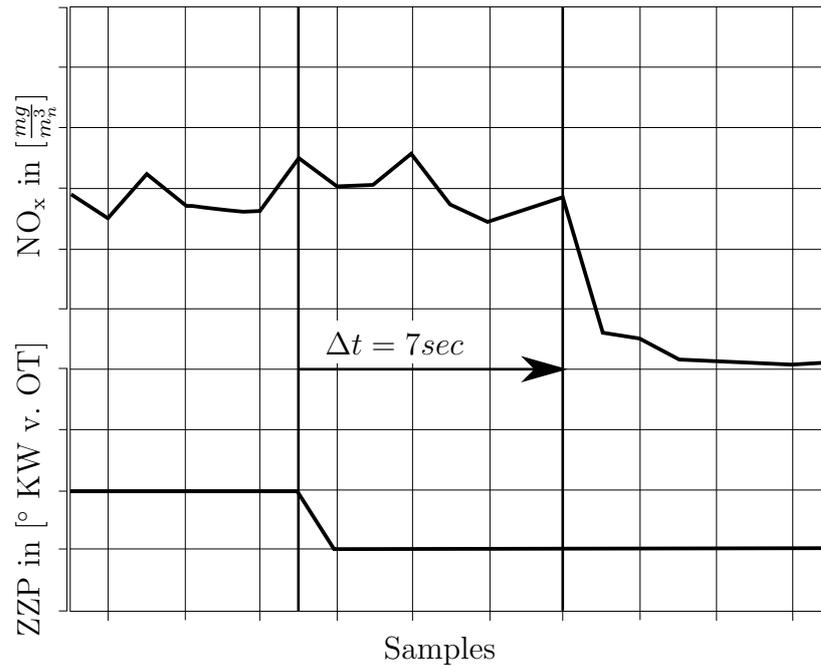


Abbildung 4.1: Laufzeit vom Motor bis zum CLD-Analysator

Damit die Daten konsistent sind, muss berücksichtigt werden, dass die motorischen Zustände zum Zeitpunkt der Druckindizierung Stickoxide produzieren, die um die Gaslaufzeit verspätet die Abgasanalyse erreichen. Der Fehler im Mittelwert ΔNO_x ist in Abbildung 4.1 schematisch dargestellt. Die Abtastrate beträgt bei dieser Aufnahme $10 Hz$. Dieser Fehler gewinnt an Bedeutung bei großen zyklischen Schwankungen oder instationärem Motorbetrieb. Bei der Abfolge mehrerer Messungen mit unterschiedlichen Einstellungen muss dem Motor ausreichend Zeit gelassen werden, bis sich ein stationärer Zustand einstellt.

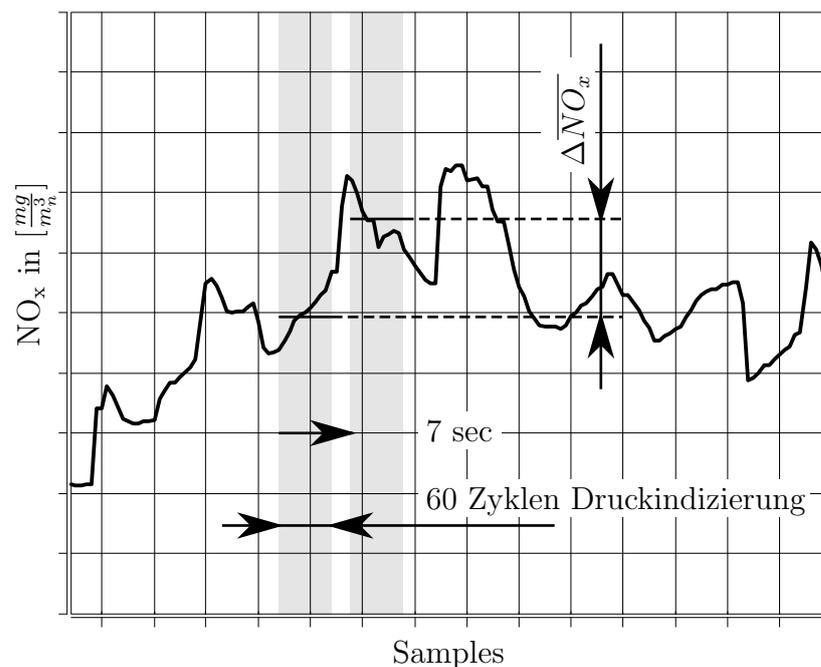


Abbildung 4.2: Fehler bei Nicht-Berücksichtigung der Gaslaufzeit

4.2 0d-Motorprozessrechnung

In dieser Arbeit wurde die nulldimensionale Motorprozessrechnung zur Bestimmung der Stickoxide verwendet. Dabei wurde mit dem Simulationstool GT-SUITE V7.2 gearbeitet, welches die 1d-Ladungswechselrechnung mit der 0d-Motorprozessrechnung kombiniert.⁶

Zur Berechnung der Stickoxide muss ein Zwei-Zonen-Zylinder-Modell (jeweils für die Vorkammer und für den Hauptbrennraum) herangezogen werden. Dabei wird das Zylindervolumen in eine verbrannte und eine unverbrannte Zone unterteilt (vgl. Abbildung 4.3). Da die Temperatur exponentiell in die Reaktionskinetik einfließt, genügt es nicht, den Zylinder mit einer Zone zu beschreiben. Eine gemittelte Temperatur über den gesamten Brennraum würde die maximalen lokalen Temperaturen stark unterschätzen.

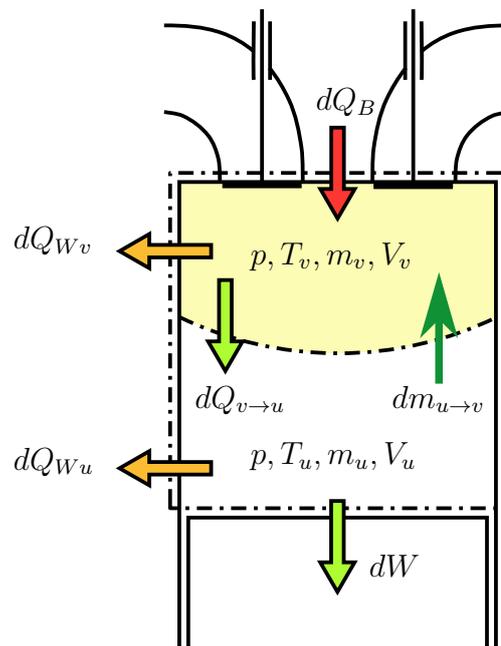


Abbildung 4.3: schematisches Zweizonenmodell (ohne Vorkammer)

In Abbildung 4.4 sind exemplarisch die Temperaturen der verbrannten und der unverbrannten Zone für den Hauptbrennraum zu sehen. Ab Brennbeginn startet die NO-Bildung in der verbrannten Zone.

⁶Das verwendete Modell wird in Kapitel 5 genauer beschrieben.

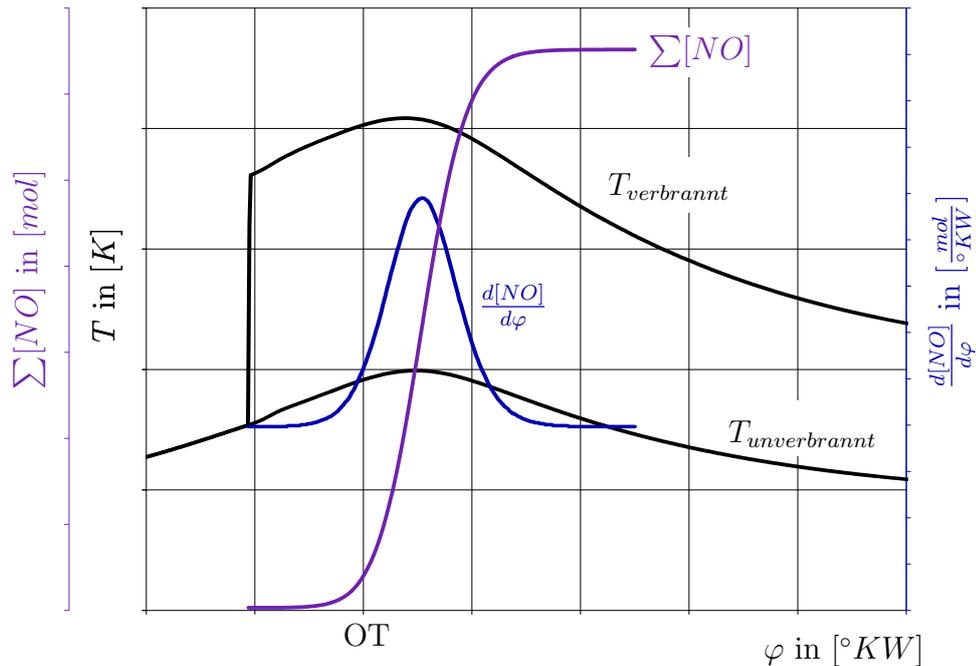


Abbildung 4.4: Temperaturen der verbrannten und unverbrannten Zone

Vor- und Nachteile der 0d-Motorprozessrechnung:

- + kurze Rechenzeit: Die Anzahl der Gleichungen, die das Motorprozessprogramm lösen muss, ist gering, da nur jeweils zwei Zonen im Hauptbrennraum und in der Vorkammer bilanziert werden. Ebenso ist die anfallenden Datenmenge gering.
 - ↳ gut geeignet für Parameterstudien
- + basiert auf 1. Hauptsatz der Thermodynamik, dadurch energetisch richtige Beurteilung des Motorprozesses
- keine räumliche Auflösung
 - ↳ Gemischinhomogenitäten werden nicht berücksichtigt.
 - ↳ Die Temperaturverteilung in jeder Zone ist homogen.
- Das Wandwärmeübergangsmodell beeinflusst die Gastemperatur und birgt Unsicherheiten.
- Der Einfluss der Flammenfackeln aus der Vorkammer in den Hauptbrennraum ist noch unklar. Die Flammenfackeln werden nicht abgebildet.

4.3 3d-CFD-Berechnung

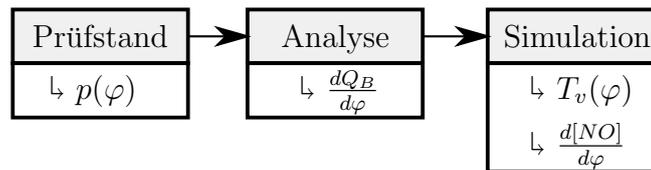
Eine 3d-CFD-Berechnung liefert örtlich hoch aufgelöste Aussagen über den Zustand im Brennraum. Geschwindigkeiten in alle Raumrichtungen, Durchmischungen verschiedener Gase, Temperaturfelder, die Flammenausbreitung, die NO-Konzentration uvm. können damit qualitativ bestimmt werden. Jene Orte im Brennraum mit den höchsten NO-Konzentrationen bieten die größten Potentiale zur Reduktion.

Wegen der geforderten hohen Auflösung wird eine große Anzahl an Zellen benötigt. Für jedes dieser Volumenelemente müssen die Erhaltungsgleichungen, also Massenerhaltung, Impulserhaltung und Energieerhaltung jeweils für jeden Zeitschritt gelöst werden. Damit ist das Verfahren

mit enormem Rechenaufwand und somit mit hohem Zeit- und Kostenaufwand verbunden. Zudem benötigt der Anwender zusätzlich zu den motorischen Kenntnissen das Wissen um die Bedienung des Programms und Kenntnisse über die numerischen Methoden. 3d-CFD wird daher für die Detailoptimierung eingesetzt, wenn genau diese örtliche Auflösung gefordert ist und sie experimentell nur wesentlich aufwendiger oder gar nicht bestimmt werden kann.

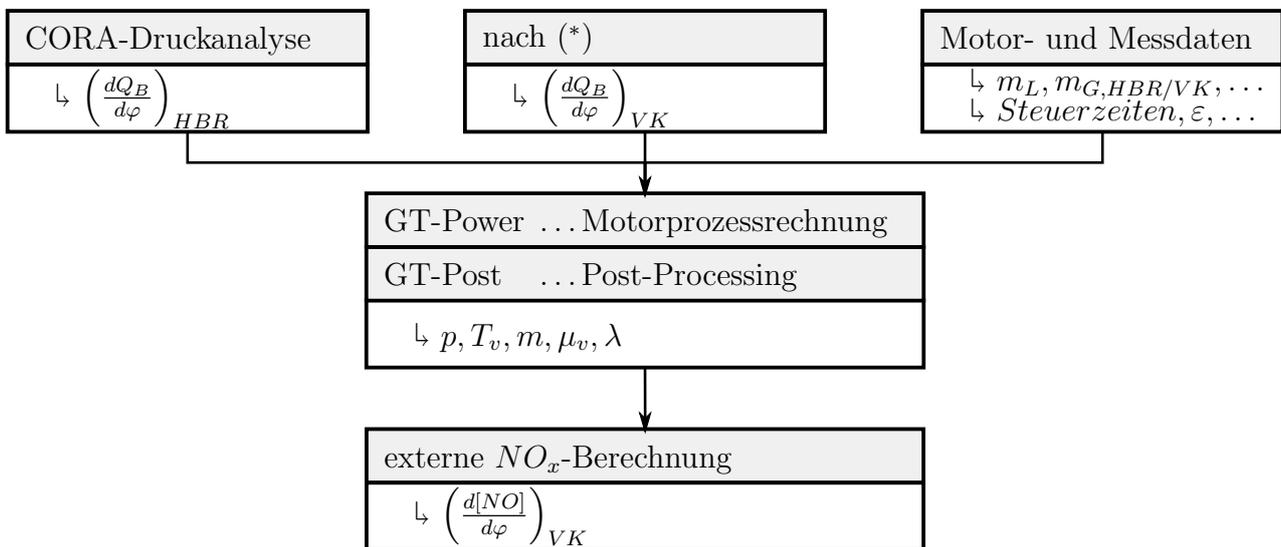
5 Modellweiterentwicklung

Der gesamte Vorgang zur Bestimmung der Stickoxide lässt sich im wesentlichen in die drei Teile Prüfstand, Analyse und Simulation gliedern. Am Motorenprüfstand erfolgt eine Druckindizierung, die als wesentliches Ergebnis den Zylinderdruckverlauf $p(\varphi)$ liefert. Anschließend wird aus einer ersten Druckanalyse der Brennverlauf $\frac{dQ_B}{d\varphi}$ berechnet. Dazu wurde das am LEC entwickelte Motorprozessrechenool CORA verwendet. Anschließend muss eine erneute Motorprozessrechnung durchgeführt werden, da CORA damals noch keine Vorkammer berechnen konnte. Dieser Brennverlauf dient also als Eingangsgröße für eine Motorprozess-Simulation. Diese liefert schließlich die Temperatur der verbrannten Zone $T_v(\varphi)$ und die Stickoxidbildungsrate $\frac{d[NO]}{d\varphi}$.



Im folgenden wird auf die Simulation eingegangen. Zur Berechnung der Stickoxide wurde ein bereits am LEC⁷ vorhandenes Modell für das 0d-Motorprozess-/1d-Ladungswechselrechenprogramm GT-SUITE V7.2 verwendet. Im Zuge der Diplomarbeit wurden diverse Änderungen und Anpassungen vorgenommen.

5.1 Das Ausgangsmodell



Aus einer CORA-Druckanalyse wird zuerst der Brennverlauf für den Hauptbrennraum ermittelt. Der Brennverlauf für die Vorkammer wird in einem externen Programm nach einer Veröffentlichung des Institutes *Simulation der Verbrennung bei Vorkammer-Großgasmotoren*[15] bestimmt. Weitere Motor- und Messdaten wie zum Beispiel die Luft- und Gasmassen oder Geometriedaten sind für die Simulation in GT-Power nötig. Nach einer abgeschlossenen Simulation werden über das Post-Processing Tool GT-Post die Größen p , T_v , m , μ_v und λ jeweils für die

⁷Large Engines Competence Center

Vorkammer und den Hauptbrennraum exportiert. Ein externes Programm berechnet anschließend die NO-Bildung.

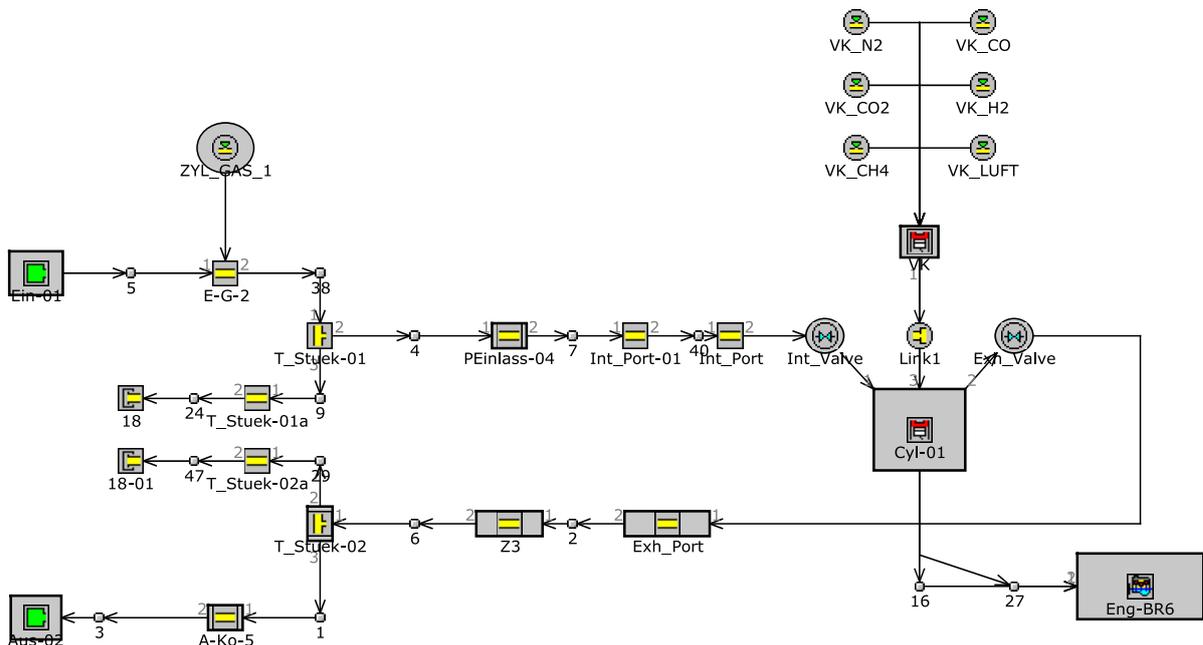


Abbildung 5.1: Ausgangsmodell des SCE

In Abbildung 5.1 ist das Ausgangsmodell für den SCE abgebildet. Die wesentlichen Merkmale des Modells sind:

- Die Vorkammer wird als Zylinder mit mit äußerst kleinem Hub (0.1mm) modelliert. Sie ist mit dem Hauptbrennraum über eine Verbindung, die über das ganze Arbeitsspiel geöffnet ist, gekoppelt.
- Über mehrere Gaseinblaseventile kann eine beliebige Kraftstoffzusammensetzung in die Vorkammer eingedüst werden.
- Die Luftmasse wird in Abhängigkeit von Druck und Temperatur, die an den Systemgrenzen anliegen, angesaugt.
- Die Kraftstoffmassen werden vorgegeben. Ein Einblaseverlauf steuert die Einbringung.

5.2 Modelländerungen

Die Verrohrung sowohl saug- als auch abgasseitig ist verkürzt. Zudem wird an den Systemgrenzen ein indizierter Druckverlauf p_{Saug} , p_{Ausp} vorgegeben. Dadurch wird eine bessere Übereinstimmung des Zylinderdruckverlaufs im Niederdruckbereich erreicht. Die Gaseinblasung erfolgt nicht mehr durch einen Einblaseverlauf, sondern durch ein angelegtes Druckgefälle. Als Vorkammerbrennverlauf wird in einem erste Schritt ein Vibe-Brennverlauf vorgegeben, der danach iterativ eingepasst wird, sodass sich der simulierte Vorkammerdruckverlauf der Messung angleicht. Die NO-Berechnung wird in GT-Power integriert, wodurch die Qualität verbessert und die Fehleranfälligkeit durch den Bediener verringert wird.

5.2.1 Gaseinblasung

Die Luftmasse, die der Zylinder des Modells ansaugt, ergibt sich durch den Abgasgegendruck an der auslassseitigen Systemgrenze und dem Ladeluftdruck an der einlassseitigen Systemgrenze. Diese Drücke werden am Prüfstand gemessen. Bei Vorgabe dieser Drücke gelangt jedoch nicht exakt die gemessene Luftmasse in den Zylinder. Um die Qualität zu erhöhen, wird die Luftmasse möglichst motornahe am Einlassventil des Modells gemessen. Der Druck an der Einlasssystemgrenze wird mit einem Regelglied (PID) geregelt ($m_L \rightarrow m_{L,soll}$).

Es hat sich herausgestellt, dass das Modell am Einlass Gasschwingungen zulässt. Gibt man am Gasventil für das Hauptbrennraumgas die gemessene Masse vor, geht ein Teil über die Einlasssystemgrenze durch Rückschwingungen verloren. Angesaugt wird anschließend nur Luft. Daher wird auch die Gasmasse analog zur Luftmasse möglichst motornahe am Einlassventil geregelt ($m_{G,HBR} \rightarrow m_{G,HBR,soll}$).

5.2.1.1 Vorkammerngas-Einblasung

Am realen Motor wird die Vorkammer gespült, sobald ein Federventil öffnet. Damit die Federkraft überwunden wird, ist eine Druckdifferenz von ca. 0.1bar nötig. Im Ausgangsmodell wird die einzubringende Masse und ein normierter Verlauf der Einblasung bezogen auf die gesamte Masse vorgegeben. Dieser als Trapez vorgegebene normierte Einblaseverlauf ist eine sehr grobe Vereinfachung, die das Verhalten der realen Einblasung nur unzureichend nachbildet. Zudem kann das Finden des Einblasebeginns und -endes nicht automatisiert werden. Daher wurde die Einblasung analog zur Luftereinbringung neu modelliert. An die Stelle der einzelnen Gaseinblaseventile tritt eine Einlasssystemgrenze. Ein PID-Element regelt den anliegenden Druck, sodass an einem Einlassventil die gleiche Masse pro Zyklus durchströmt, die am Prüfstand gemessen wurde ($m_{G,VK} \rightarrow m_{G,VK,soll}$). Das Ventil schaltet abhängig von einem Druckgefälle einen Strömungskoeffizienten. Wenn die Druckdifferenz $\Delta(p_{VK,nD} - p_{VK}) < 0.1\text{bar}$ ist, wird der Strömungskoeffizient auf Null gesetzt. Das Ventil ist geschlossen. In Abbildung 5.2 ist ein Vergleich zwischen einer gemessenen Ventilhubkurve des Vorkammer-Federventils und dem berechneten Massenstrom zu sehen. Mit einer Druck- geregelten Einblasung wird eine gute Übereinstimmung erreicht.

Es ist zu erkennen, dass das Federventil bereits während des Ausschlebens des Restgases aus dem HBR öffnet. Dieses Verhalten ist von den Motoreinstellungen der Messung am Prüfstand abhängig. Die in der Abbildung dargestellte Situation ist jedoch unerwünscht und entspricht nicht dem Serienzustand. Es besteht so die Möglichkeit, dass unverbranntes Vorkammerspülgas in den Hauptbrennraum überspült und sofort ausgeschoben wird. Dieser Messpunkt wurde lediglich zur Überprüfung und Abstimmung herangezogen, weil eine Ventilhubmessung existierte. Das Federventil sollte erst im Ansaughub öffnen.

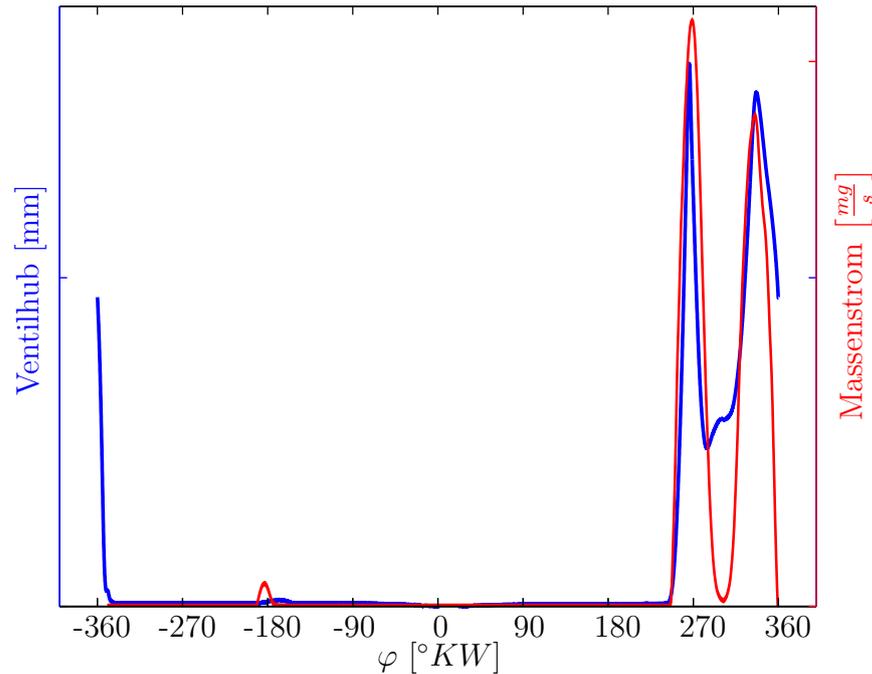


Abbildung 5.2: Vergleich Ventilhub aus Messung und Massenstrom der Simulation

5.2.2 Röhrenwerk und Niederdruckindizierung

Sowohl saugseitig als auch abgasseitig befinden sich im Modell deutlich weniger Rohrstücke. Weiters werden an den Systemgrenzen indizierte Druckverläufe mit einer Auflösung von $\Delta\varphi = 0.1^\circ KW$ vorgegeben. Zur Luftmassenregelung passt GT-Power das Druckniveau an. Das bedeutet, dass der vorgegebene Druckverlauf an den Einlass- und Auslasssystemgrenzen in seiner Höhe verschoben wird. Durch diese Maßnahmen kann der Zylinderdruckverlauf der Messung sehr gut nachgebildet werden. Die Abbildung 5.3 rechts zeigt die Verbesserung zur Ausgangssituation (links).

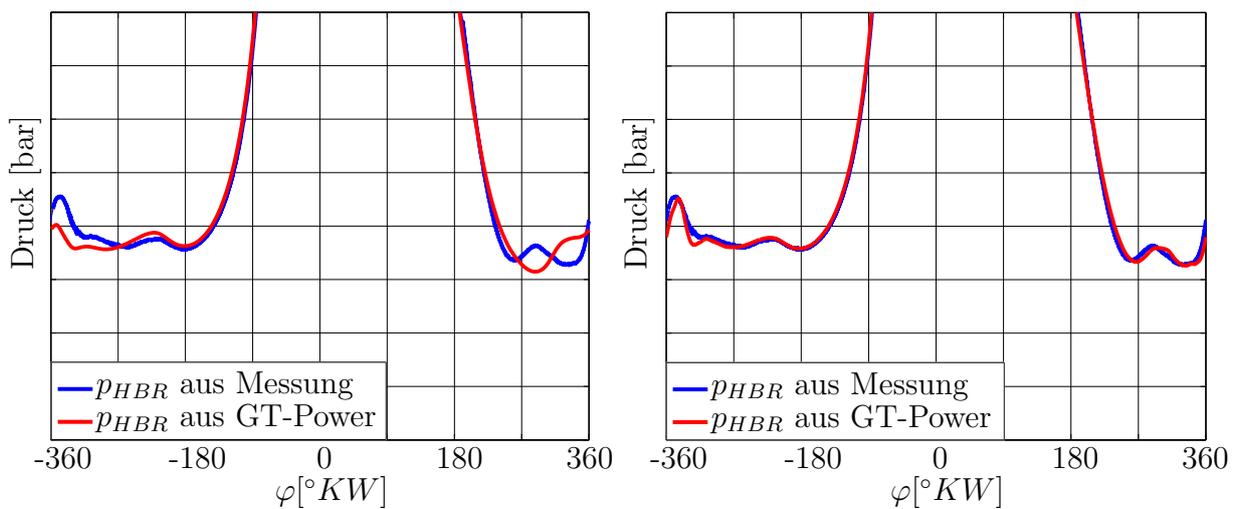


Abbildung 5.3: verbesserte Übereinstimmung im niederen Druckbereich

5.2.3 Einpassung eines Vibe-Brennverlaufs für die Vorkammer

Als Brennverlauf für die Vorkammer wird ein Vibe-Brennverlauf[1] (Gleichung 5.3) mit Formfaktor $m = 2$ und geschätztem Brennbeginn $\varphi_{BB} = -23.5^\circ KW$ vorgegeben. Vibe gibt für den Summenbrennverlauf die Beziehung

$$\frac{Q_B(\varphi)}{Q_{B,ges}} = 1 - e^{-a\left(\frac{\varphi - \varphi_{BB}}{\Delta\varphi_{BD}}\right)^{m+1}} \quad (5.1)$$

an. Wird ein Umsetzungsgrad bei Brennende ($\varphi_{BB} + \Delta\varphi_{BD}$) bestimmt, kann der Parameter a berechnet werden. Hier wird ein Umsetzungsgrad $\eta_{u,ges} = 0.9999$ gewählt.

$$\eta_{u,ges} \stackrel{!}{=} \frac{Q_B(\varphi)}{Q_{B,ges}} \Bigg|_{\varphi=\varphi_{BB}+\Delta\varphi_{BD}} = 1 - e^{-a} \quad (5.2)$$

$$a = -\ln(1 - \eta_{u,ges})$$

Durch Ableiten ergibt sich der Brennverlauf.

$$\frac{dQ_B}{d\varphi} = Q_{B,ges} \cdot e^{-a\left(\frac{\varphi - \varphi_{BB}}{\Delta\varphi_{BD}}\right)^{m+1}} \cdot a(m+1) \left(\frac{\varphi - \varphi_{BB}}{\Delta\varphi_{BD}}\right)^m \cdot \frac{1}{\Delta\varphi_{BD}} \quad (5.3)$$

Dieser Brennverlauf wird als Zahlenfeld in GT-Power eingelesen. Anschließend wird er iterativ angepasst. Die Einpassungen des Vorkammerbrennverlaufes werden aus den Zylinderdruckverläufen abgeleitet. Dazu erfolgt in einem ersten Schritt eine Druckeinpassung der indizierten Zylinderdruckverläufe der Messung ($p_{HBR,M}$, $p_{VK,M}$). Die Druckeinpassung des Hauptbrennraums erfolgt mit dem Analysetool CORA. Der Vorkammerdruckverlauf wird so im Niveau verschoben, dass er im Totpunkt vor der Kompressionsphase gleich dem eingepassten Hauptbrennraumdruck ist. Anschließend erfolgt ein Vergleich der Vorkammer-Drucküberhöhungen $\Delta p_{(VK-HBR),R}$ und $\Delta p_{(VK-HBR),M}$.

$$\Delta p_{(VK-HBR)} = p_{VK} - p_{HBR} \quad (5.4)$$

Abbildung 5.4 zeigt die Berechnung der Verschiebung $\Delta\varphi$ des Vorkammer-Brennverlaufs. Dazu werden die Mittelpunkte zwischen den Flanken der Drucküberhöhung für 30%, 40%, 50%, 60% und 70% der maximalen Drucküberhöhung berechnet. Aus den Kurbelwinkelstellungen wird ein Mittelwert $\bar{\varphi}$ berechnet. Um die Differenz zwischen Messung und Rechnung wird anschließend der Brennverlauf verschoben.

$$\Delta\varphi = \overline{\varphi_{i,M}} - \overline{\varphi_{i,R}} \quad \text{mit } i = 30\% \dots 70\% \quad (5.5)$$

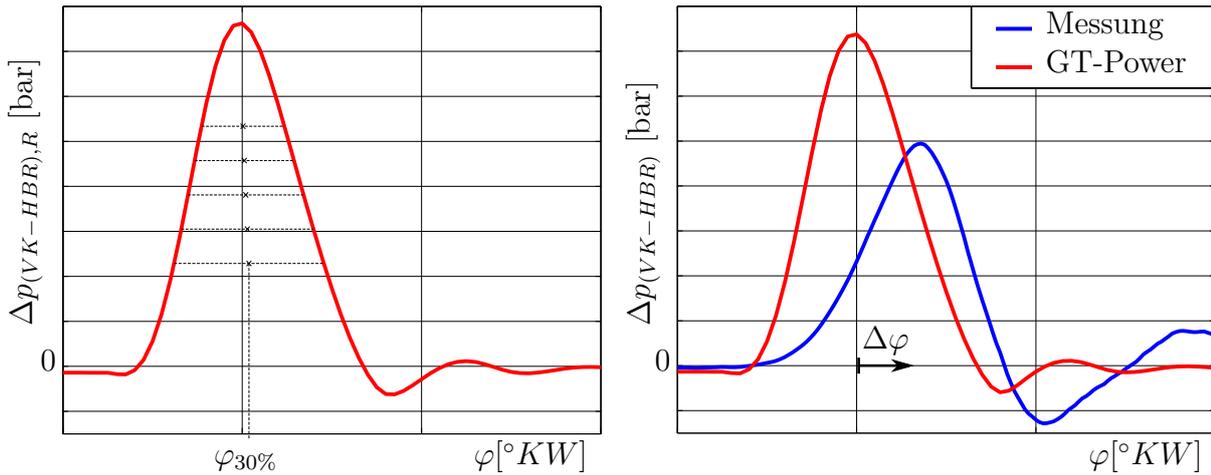


Abbildung 5.4: Berechnung der Verschiebung des Vorkammerbrennverlaufes

Zur Optimierung der Vorkammer-Brenndauer wird die Dauer der Drucküberhöhung zwischen Rechnung und Messung verglichen. Gewählt wurde dabei die Differenz der ansteigenden und abfallenden Flanke bei 7bar (vgl. Abbildung 5.5). Damit lässt sich ein Proportionalitätsfaktor p berechnen.

$$p = \frac{\Delta\varphi_{7bar,R}}{\Delta\varphi_{7bar,M}} \tag{5.6}$$

Damit ergibt sich für die neue Iteration $i + 1$ die Vibe-Brenndauer:

$$\Delta\varphi_{BD}^{i+1} = \Delta\varphi_{BD}^i \cdot p \tag{5.7}$$

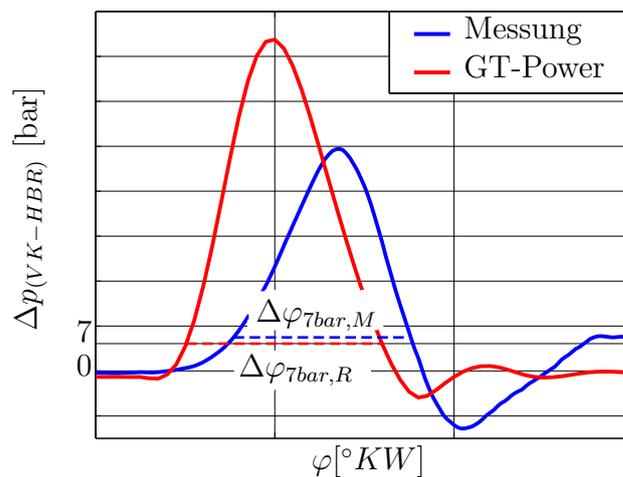


Abbildung 5.5: Berechnung der Dehnung/Stauchung des Vorkammerbrennverlaufes

Der Spitzendruck wird durch eine Änderung des Strömungsbeiwertes der Überströmbohrung zwischen Vorkammer und Hauptbrennraum angepasst. Dies erfolgt analog zur Dehnung des Vorkammerbrennverlaufes. Wird der Strömungsbeiwert erhöht, erfolgt ein rascherer Druckausgleich zwischen Vorkammer und Hauptbrennraum. Die maximale Druckdifferenz $max(\Delta p_R)$ sinkt.

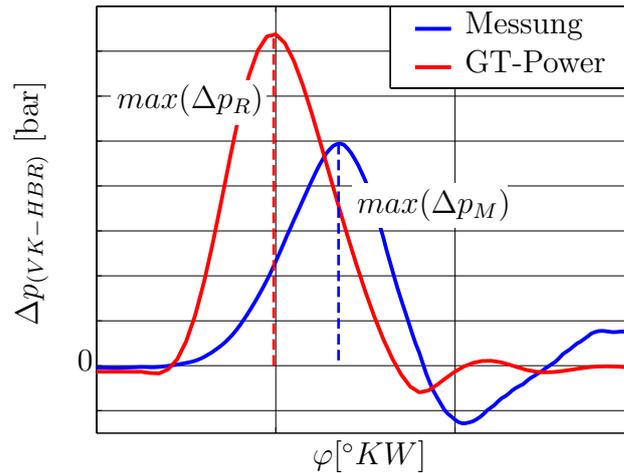


Abbildung 5.6: Berechnung der Änderung des Strömungsbeiwertes zwischen VK und HBR

Diese drei Parameter Start, Dauer und Höhe beeinflussen sich gegenseitig, weswegen sich eine gezielte Optimierung aller drei als schwierig erweist. Wird zum Beispiel die Dauer verlängert, verringert sich die Drucküberhöhung und das Maximum verschiebt sich nach spät. Als Kriterium für die Güte der Einpassung wurde die Differenzfläche zwischen den beiden Drucküberhöhungen gewählt. Sie beginnt senkrecht bei Brennbeginn und endet senkrecht beim ersten Nulldurchgang nach dem Maximum der berechneten Drucküberhöhung. Abbildung 5.7 zeigt links die Ausgangssituation und rechts das Resultat nach der Einpassung.

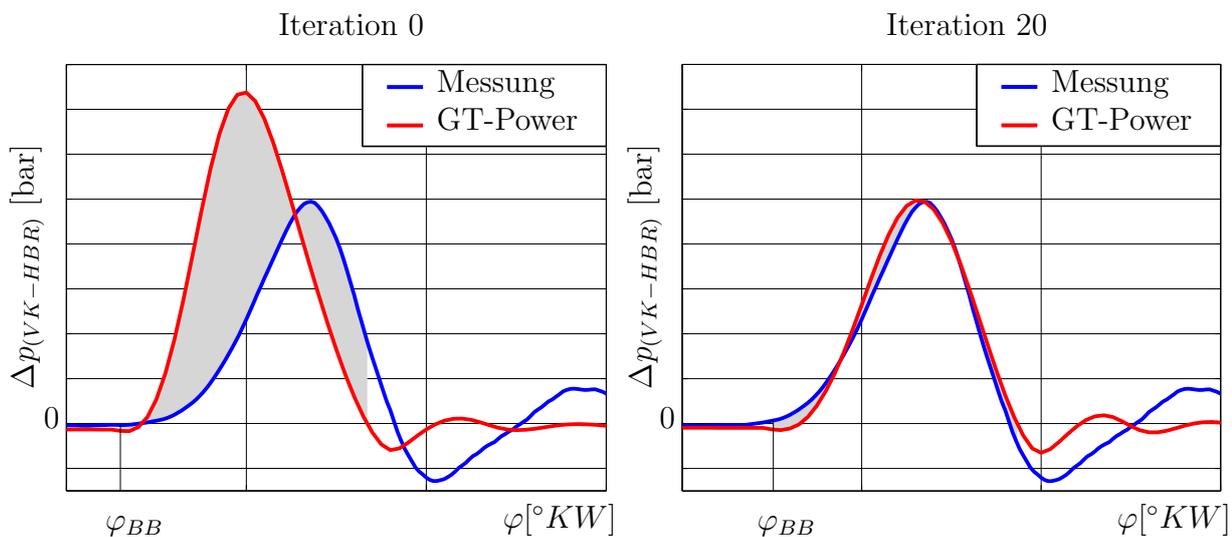


Abbildung 5.7: Differenzfläche als Gütekriterium

Zur groben Einpassung werden in den ersten drei Iterationen alle drei Parameter gleichzeitig optimiert. Danach wird ausgehend von der besten Übereinstimmung der ersten drei Iterationen in der Auswertung auf eine „Einzelparametereinpassung“ umgeschaltet. Das bedeutet, dass jeweils nur ein Parameter pro Iteration optimiert wird. Die Iteration mit der geringsten Differenzfläche wird anschließend zur Auswertung der Stickoxide herangezogen.

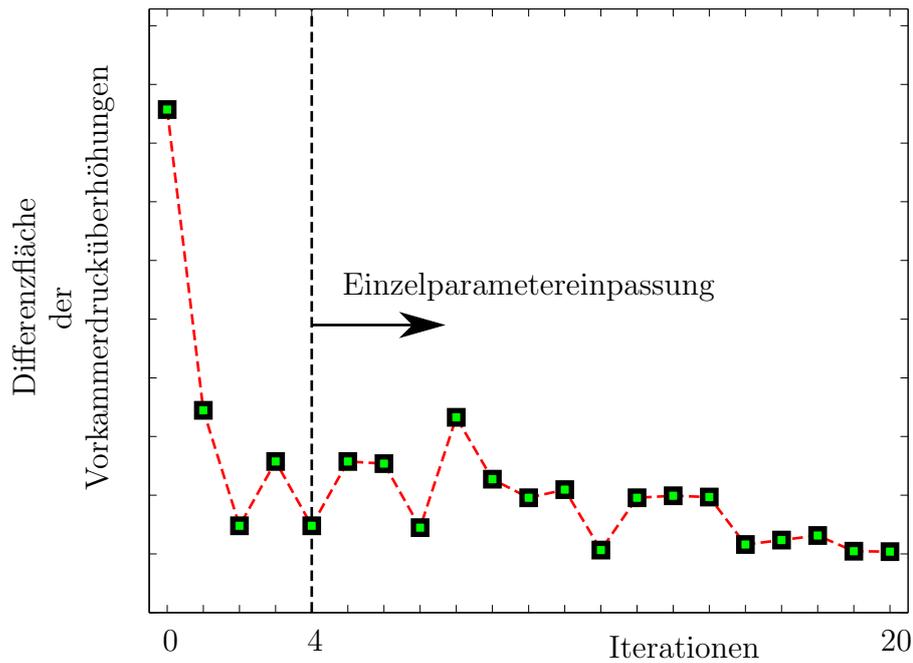


Abbildung 5.8: Mittlere Abweichung über Iterationen

Mit Hilfe des eingepassten Brennverlaufs kann anschließend der Zündverzögerung für die Vorkammer ZV_{VK} bestimmt werden. Der Zündzeitpunkt ZZP wird am Prüfstand vorgegeben und ist bekannt.

$$ZV_{VK} = \varphi_{BB} - \varphi_{ZZP} \tag{5.8}$$

5.2.4 Integration der NO_x -Berechnung in GT-Suite

In GT-Suite gibt es die Möglichkeit, eigene Berechnungen als sogenanntes „User-Model“ einzubinden. GT-Suite stellt dafür vorgefertigte Bereiche zur Verfügung und übergibt eine Liste von Variablen, die der Benutzer frei verwenden kann. Solch ein bereits am Institut existierendes Modell wurde in die Berechnung eingebunden. Dieses Modell lässt im Vergleich zum vorigen eine negative NO -Bildungsrate, also die Rückbildung zu. Zudem erfolgt die Interaktion zwischen Motorprozessrechnung und NO -Berechnung selbstständig. Dadurch konnte die Berechnungsqualität erhöht werden.

5.3 Modell nach diversen Änderungen

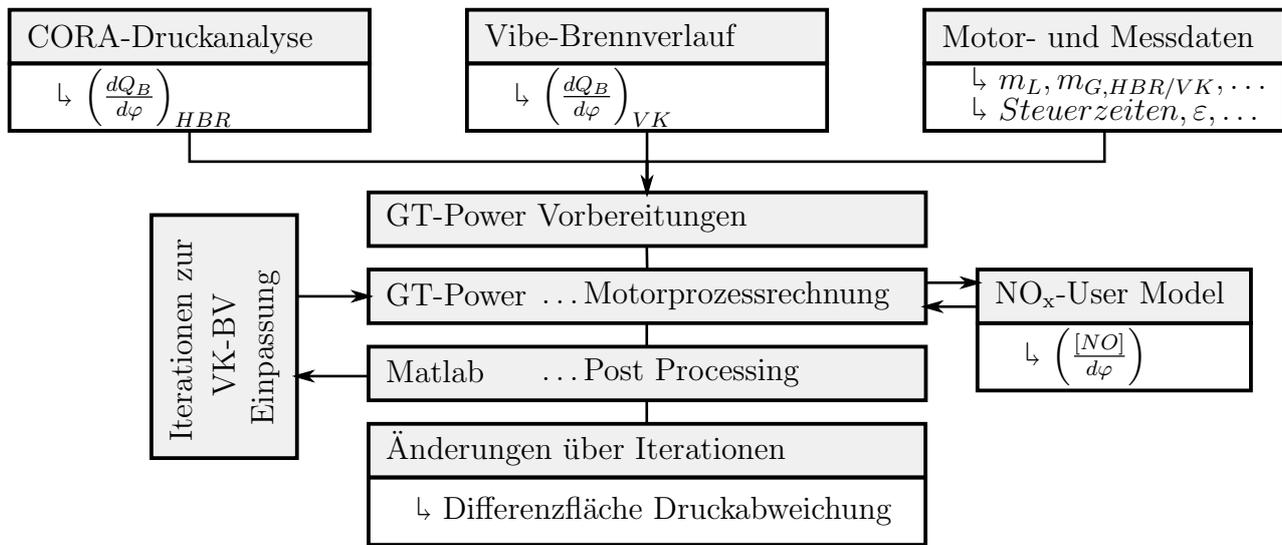


Abbildung 5.9: Schaltbild des Modells nach diversen Änderungen

Die wesentlichen Unterschiede:

Hinter den GT-Power Vorbereitungen stehen eine Reihe von Arbeitsschritten, die die benötigten Daten so vorbereiten, dass GT-Power damit umgehen kann und die Auswertung vereinfacht wird. Zum Beispiel werden alle negativen Werte des Brennverlaufes der CORA-Analyse durch Nullen ersetzt, weil GT-Power keinen negativen Brennverlauf zulässt.

Danach wird die Motorprozessrechnung gestartet. Nach jedem Zeitschritt ruft GT-Power das NO_x-User Model auf. Die NO-Bildung wird berechnet und der Wert wieder an GT-Power zurückgegeben. Weiters wurde das User Model um die Berechnung einiger Kenngrößen zur Bewertung und Beschreibung der Vorkammer erweitert.

Die Datenaufbereitung und das Exportieren durch GT-Post kann völlig entfallen. Das Exportieren konnte vollständig automatisiert werden. Das Post Processing erfolgt in Matlab. Darin werden einige standardisierte Diagramme geplottet und unter anderem auch der Brennverlauf der Vorkammer eingepasst.

Zuletzt folgt ein Monitoring der Differenzfläche der Drucküberhöhungen zwischen Rechnung und Messung. So kann die Iteration der besten Vorkammer-Brennverlaufseinpassung gefunden werden, von welcher anschließend die Ergebnisse analysiert werden.

Das abgeänderte GT-Power Modell ist im Anhang 8.1 zu sehen.

5.3.1 Brennverlaufsanalyse als Eingabe für eine weitere Motorprozessrechnung

In der Abbildung 5.10 sehen Sie einen exemplarischen Brennverlauf, wie er als Eingangsgröße für die Motorprozessrechnung verwendet wird. Der aus der Druckanalyse resultierende Brennverlauf muss zuvor aufbereitet werden. Der Beginn wird beim letzten Nulldurchgang vor der Hauptverbrennung festgelegt. Da diesem Brennverlauf eine Messung zu Grunde liegt, liefert die Druckanalyse auch negative Brennverlaufswerte. Ein Grund dafür können Schwingungen am Drucksensor sein. Diese negativen Werte im Ausbrand werden auf Null gesetzt. Zu guter Letzt wird ein Verbrennungsende bei 60°KW nach dem oberen Totpunkt festgelegt. An dieser Position wird der Brennverlauf abgeschnitten. Im weiteren Verlauf dieser Arbeit wird die

Schwerpunktlage des Hauptbrennraums oder der 50%-Umsatzpunkt immer aus dieser Brennverlaufsdefinition errechnet.

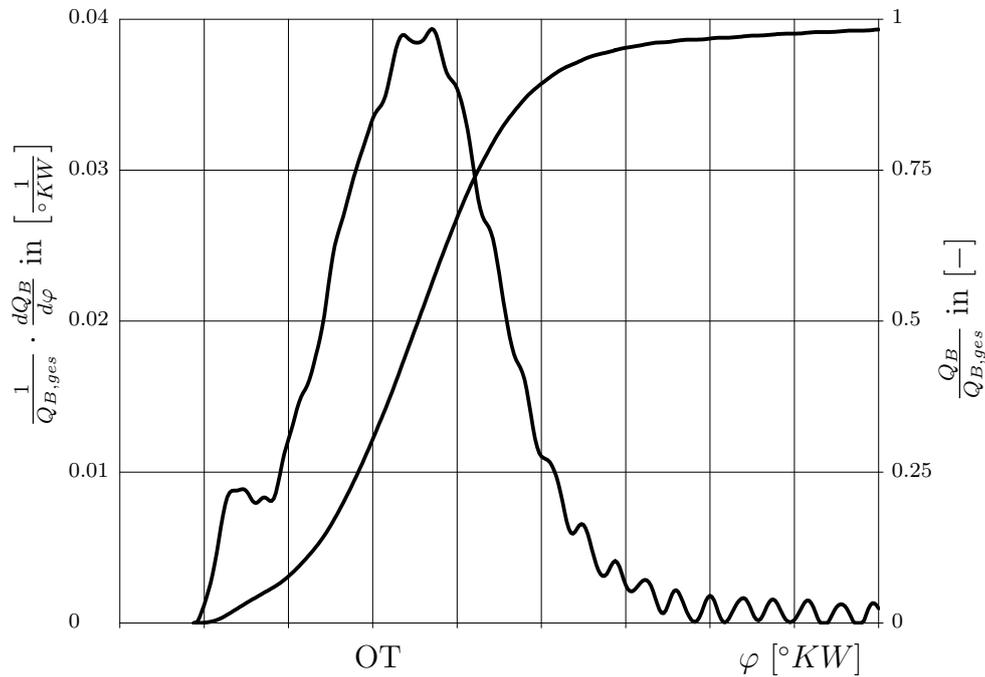


Abbildung 5.10: analytischer Brennverlauf vorbereitet für die Motorprozessrechnung, normiert und daraus berechneter Summenbrennverlauf

Für ein gleichbleibendes $\Delta\varphi$ zwischen zwei Einträgen im Datenfeld errechnet sich die Schwerpunktlage so:

$$SPL = \frac{\sum \left(\frac{dQ_B}{d\varphi} \right)_i \cdot \varphi_i}{\sum \left(\frac{dQ_B}{d\varphi} \right)_i} \quad (5.9)$$

5.3.2 Vorgabe von Gasgemischen

Das Vorkammergas wird in einer Systemgrenze festgelegt. Es ist möglich, Komponenten eines Gasgemisches einzeln in dieser Systemgrenze vorzugeben. Das Modell sollte allerdings die aktuelle Zusammensetzung in der Vorkammer und daraus das Luftverhältnis berechnen können. Weiters wird der Anteil des Vorkammergases berechnet, der in den Hauptbrennraum überströmt. Diese Berechnungen sind auf eine Vorkammerkomponente zugeschnitten. Deswegen muss aus einem Gasgemisch ein Gas bestehend aus nur einer Komponente errechnet werden, das sich gleich verhält, wie das Gasgemisch.

Hier wird die Berechnung exemplarisch für ein Gasgemisch aus CO , CO_2 , H_2 und N_2 durchgeführt. Es sollte ein Gas bestehend aus nur einer Komponente $C_u H_v O_w N_x$ berechnet werden.

Anzahl der Atome pro Molekül des äquivalenten Gases:

$$n_{CO} \cdot CO + n_{CO_2} \cdot CO_2 + n_{H_2} \cdot H_2 + n_{N_2} \cdot N_2 \equiv n_{\text{äq.G.}} \cdot C_u H_v O_w N_x \quad (5.10)$$

Die zugeführte Gesamtmasse m_{Gemisch} wird gemessen, der volumetrische Anteil der Komponenten ν_i ist bekannt.

$$n_{\text{äq.G.}} = \frac{m_{\text{Gemisch}}}{M_{\text{Gemisch}}} \quad (5.11)$$

$$M_{\text{Gemisch}} = \sum \nu_i M_i \quad (5.12)$$

Für CO ergibt sich also zum Beispiel:

$$n_{CO} = \frac{m_{\text{Gemisch}} \cdot \mu_{CO}}{M_{CO}} \quad \text{mit: } \mu_{CO} = \nu_{CO} \cdot \frac{M_{CO}}{M_{\text{Gemisch}}}$$

$$n_{CO} = \nu_{CO} \cdot n_{\text{äq.G.}}$$

Daraus ergibt sich die Äquivalenz:

$$\nu_{CO} \cdot CO + \nu_{CO_2} \cdot CO_2 + \nu_{H_2} \cdot H_2 + \nu_{N_2} \cdot N_2 \equiv C_u H_v O_w N_x \quad (5.13)$$

Daraus lassen sich die Atome pro Molekül bestimmen:

$$u = \nu_{CO} + \nu_{CO_2} \quad (5.14)$$

$$v = 2 \cdot \nu_{H_2} \quad (5.15)$$

$$w = \nu_{CO} + 2 \cdot \nu_{CO_2} \quad (5.16)$$

$$x = 2 \cdot \nu_{N_2} \quad (5.17)$$

Unterer Heizwert des Gemisches:

Weiters muss der untere Heizwert des Gemisches vorgegeben werden.

$$H_{u,\text{Gemisch}} = \sum H_{u,i} \cdot \mu_i \quad (5.18)$$

Koeffizienten des Enthalpiepolynoms:

Für die spezifische Enthalpie eines Gases wird in GT-Power ein Polynomansatz fünfter Ordnung angegeben. Wird ein Referenzgas berechnet, müssen die Temperaturkoeffizienten a_i bestimmt werden.

$$h = h_{ref} + \sum_{n=1}^5 a_n (T - T_{ref})^n \quad (5.19)$$

$$\frac{\partial h}{\partial \Delta T} = c_p = a_1 + 2a_2 \cdot \Delta T + 3a_3 \cdot \Delta T^2 + 4a_4 \cdot \Delta T^3 + 5a_5 \cdot \Delta T^4 \quad (5.20)$$

$$c_{p,\text{Gemisch}} = \sum \mu_i c_{p,i} \quad (5.21)$$

Daraus lässt sich wieder eine Äquivalenzbedingung für die Temperaturkoeffizienten aufstellen:

$$\begin{aligned} & (a_1 + 2a_2 \cdot \Delta T + 3a_3 \cdot \Delta T^2 + 4a_4 \cdot \Delta T^3 + 5a_5 \cdot \Delta T^4)_{\text{Gemisch}} \equiv \\ & \mu_{CO} \cdot (a_1 + 2a_2 \cdot \Delta T + 3a_3 \cdot \Delta T^2 + 4a_4 \cdot \Delta T^3 + 5a_5 \cdot \Delta T^4)_{CO} + \\ & \mu_{CO_2} \cdot (a_1 + 2a_2 \cdot \Delta T + 3a_3 \cdot \Delta T^2 + 4a_4 \cdot \Delta T^3 + 5a_5 \cdot \Delta T^4)_{CO_2} + \dots \end{aligned} \quad (5.22)$$

Ein Koeffizientenvergleich liefert die Temperaturkoeffizienten des äquivalenten Gases:

$$a_{1,\text{Gemisch}} = \sum \mu_i \cdot a_{1,i} \quad (5.23)$$

$$a_{2,\text{Gemisch}} = \sum \mu_i \cdot a_{2,i}$$

...

Dynamische Viskosität und Wärmeleitfähigkeit eines Gemisches [16]

Die dynamische Viskosität η wird nach der Mischungsregel von Wilke berechnet:

$$\eta_{\text{Gemisch}} = \sum_i \frac{\nu_i \eta_i}{\sum_j \nu_j F_{ij}} \quad (5.24)$$

Die Wärmeleitfähigkeit λ des Gemisches wird nach der Mischungsregel von Wassiljeva analog zur dynamischen Viskosität berechnet:

$$\lambda_{\text{Gemisch}} = \sum_i \frac{\nu_i \lambda_i}{\sum_j \nu_j F_{ij}} \quad (5.25)$$

Beide Mischungsregeln verwenden den Term:

$$F_{ij} = \frac{\left[1 + \left(\frac{\eta_i}{\eta_j} \right)^{0.5} \left(\frac{M_j}{M_i} \right)^{0.25} \right]^2}{\sqrt{8 \left(1 + \frac{M_i}{M_j} \right)}} \quad (5.26)$$

In der Abbildung 5.11 sind die Wärmeleitfähigkeiten und die dynamischen Viskositäten von einigen Gasen zu sehen. Die schwarze Linie zeigt die berechnete Wärmeleitfähigkeit und die berechnete dynamische Viskosität eines Gemisches aus 10Vol.%CO, 10Vol.%CO₂, 35Vol.%H₂ und 45Vol.%N₂.

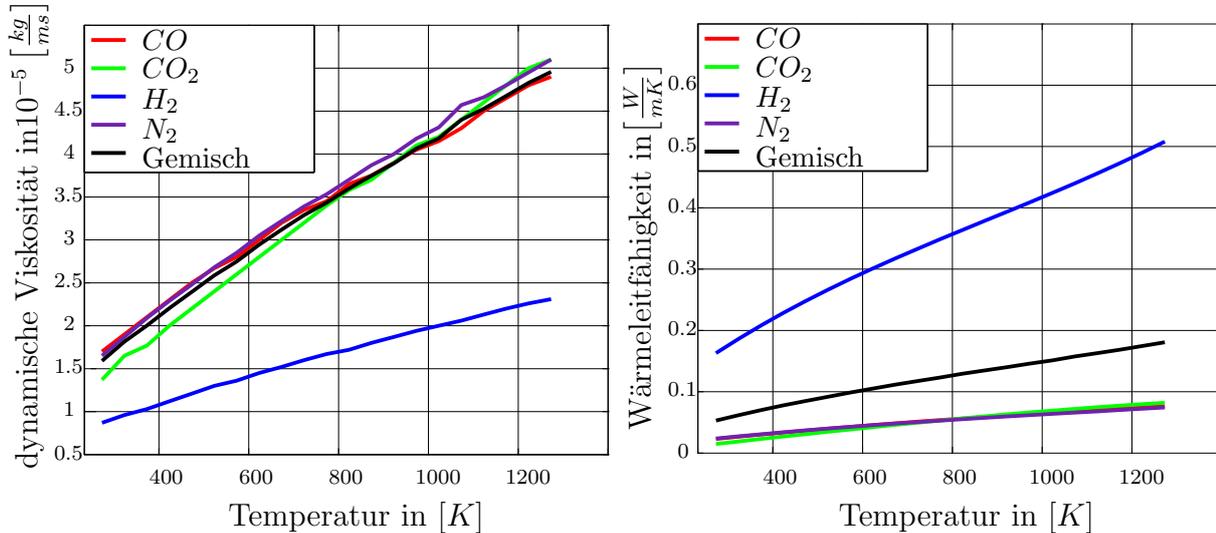


Abbildung 5.11: dynamische Viskosität und Wärmeleitfähigkeit für ein Reformergas

5.3.3 Angabe der Stickoxid-Emissionen

Bei Großgasmotoren werden die Stickoxid-Emissionen in „Milligramm pro Normkubikmeter trockenes Abgas auf 5Vol.% O₂ korrigiert“ angegeben. Das bedeutet, dass das durch die Verbrennung entstehende H₂O herausgerechnet werden muss. In einem zweiten Schritt erfolgt eine Sauerstoffkorrektur. Die Luft im Abgas, also Stickstoff und Sauerstoff werden rechnerisch so angepasst, dass die Sauerstoffkonzentration 5Vol.% beträgt. Dieser Schritt wird gemacht, um einen festen Bezugspunkt zur Bewertung der Stickoxid-Emissionen zu erhalten.

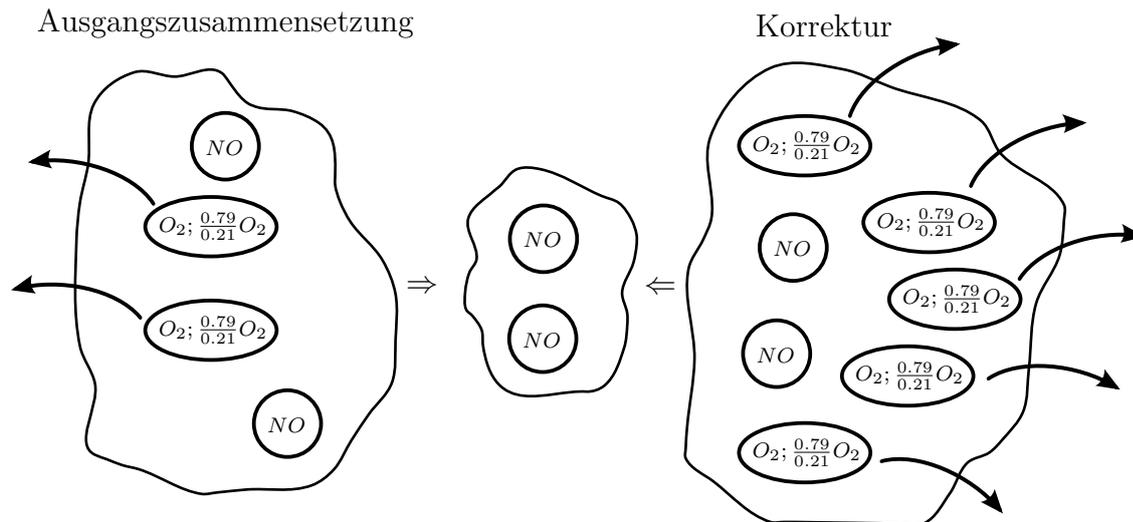


Abbildung 5.12: Prinzip der Sauerstoffkorrektur

Hier hat die Ausgangszusammensetzung 2 Teile Sauerstoff und $2 \frac{0.79}{0.21}$ Teile Stickstoff. Die Korrektur sollte 5 Teile Sauerstoff haben. Zur Berechnung muss man also aus der Ausgangszusammensetzung und der Korrektur diese Anteile Luft entfernen. Der Rest bleibt gleich. Diese beiden Zustände dürfen mathematisch gleichgesetzt werden (vgl. Abbildung 5.12). Die Zustände der Korrektur werden mit (') gekennzeichnet.

Damit ergibt sich für den volumetrischen NO-Anteil in beiden Fällen ohne Sauerstoff:

$$\frac{\nu_{NO}}{\nu_{NO} + \nu_{Rest}} \stackrel{!}{=} \frac{\nu_{NO}'}{\nu_{NO}' + \nu_{Rest}'} \quad (5.27)$$

$$\nu_{NO} + \nu_{Rest} = 1 - \nu_{Luft} \quad (5.28)$$

Daraus ergibt sich:

$$\nu_{NO}' = \nu_{NO} \cdot \frac{1 - \nu_{Luft}'}{1 - \nu_{Luft}}$$

Mit:

$$\nu_{Luft}' = \frac{0.05}{0.21} \quad \text{und} \quad \nu_{Luft} = \frac{\nu_{O_2}}{0.21}$$

gelangt man zum sauerstoffkorrigierten NO-Anteil:

$$\nu_{NO}' = \nu_{NO} \cdot \frac{0.21 - 0.05}{0.21 - \nu_{O_2}} \quad (5.29)$$

Anschließend muss die Konzentration in $\left[\frac{mg}{m_n^3}\right]$ umgerechnet werden. Dieser Zusammenhang ergibt sich aus der idealen Gasgleichung. Ein Normkubikmeter ist das Volumen bei Normzustand ($T_n = 273.15[K]$, $p_n = 1.01325[bar]$), das die Teilchenanzahl $1mol$ einnimmt.

$$V_m = \frac{V}{n} = \frac{R_m \cdot T_n}{p_n} \left[\frac{m_n^3}{mol}\right] \quad (5.30)$$

Es wird davon ausgegangen, dass NO in der Atmosphäre rasch zu NO_2 weiterreagiert. Deswegen wird die molare Masse $M_{NO_2} = 46 \left[\frac{g}{mol} \right]$ verwendet. Damit gelangt man zu:

$$NO_x' \text{ in } \left[\frac{g}{m^3} \right] = \nu_{NO}' \cdot \frac{M_{NO_2}}{V_m} \quad (5.31)$$

Für die gesamte Berechnung ergibt sich also:

$$NO_{x,trocken}' \text{ in } \left[\frac{mg}{m^3} \right] = \frac{n_{NO}}{n_{Abgas} - n_{H_2O}} \cdot \frac{0.21 - 0.05}{0.21 - \frac{n_{O_2}}{n_{Abgas} - n_{H_2O}}} \cdot \frac{M_{NO_2}}{V_m} \cdot 10^3 \quad (5.32)$$

Die Molanzahl n_{NO} wird im User-Model berechnet, die Molzahlen n_{Abgas} , n_{O_2} und n_{H_2O} stellt GT-Power bereit. Diese werden am Auslassventil abgegriffen.

5.3.4 Luftverhältnis in der Vorkammer

Es war zu Beginn der Arbeit nicht klar, ob das verwendete Modell das Luftverhältnis in der Vorkammer richtig berechnet (siehe Abbildung 8.1 Nr.(4)). Da die Zustände im Zylinder und die Temperatur der verbrannten Zone und somit die NO-Bildung sehr sensibel auf λ -Änderungen reagieren, wurde diese Größe im Laufe der Arbeit mehrmals kontrolliert. Eine erste Abschätzung des Luftverhältnisses wurde an einer Rechnung mit einem Vorkammerspülgas bestehend aus $70Vol.\%H_2$ und $30Vol.\%CH_4$ durchgeführt. Dabei wurde zuerst ein Luftverhältnis mit einem konstanten stöchiometrischen Luftaufwand $L_{min} = 21.04 \left[\frac{kg_L}{kg_{Br}} \right]$ für das besagte Vorkammerspülgas berechnet. Die Massenbrüche der Luft μ_L und des Brennstoffes μ_{Br} konnten aus GT-Power ausgegeben werden. Damit ergibt sich für das Luftverhältnis der Vorkammer:

$$\lambda_{L_{min}=konst.} = \frac{\frac{\mu_L}{\mu_{Br}}}{L_{min}} \quad (5.33)$$

Anschließend sollte ein Vergleich angestellt werden, der berücksichtigt, dass Ladung während der Kompression aus dem Hauptbrennraum in die Vorkammer zurückgedrückt wird. Durch das Erdgas des Hauptbrennraumes ändert sich der stöchiometrische Luftbedarf L_{min} .

In Abbildung 5.13 sind die berechneten Massenströme der Luft, des Kraftstoffes und des Restgases über die Überströmbohrung zu sehen. Zur Vorkammereinblasung wurde ein konstanter Massenstrom vorgegeben. Man erkennt durch das Überspülen der Vorkammer deutlich die vorgegebene Einblasedauer. Am Ende der Einblasung wird angenommen, dass der verbleibende Kraftstoff in der Vorkammer die Zusammensetzung des Vorkammer- Spülgases also $70Vol.\%H_2$ und $30Vol.\%CH_4$ hat. Weiters wird angenommen, dass danach nur das Methan/Luft Gemisch zurückgedrückt wird, das der Motor über die Einlassventile ansaugt. Der Methanstrom (ohne Luft) ist als blaue Linie eingezeichnet. Werte < 0 bedeuten, dass der Massenstrom vom Hauptbrennraum in die Vorkammer fließt. Dieses zurückgedrückte Methan wird aufintegriert und in der Berechnung des L_{min} berücksichtigt.

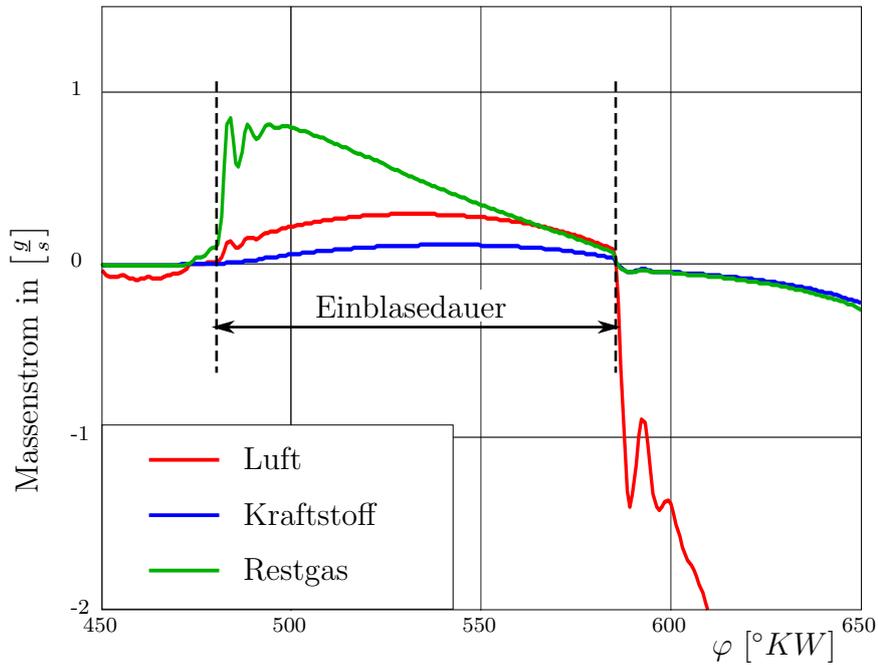


Abbildung 5.13: Massenfluss beim Spülen der Vorkammer in der Überströmbohrung

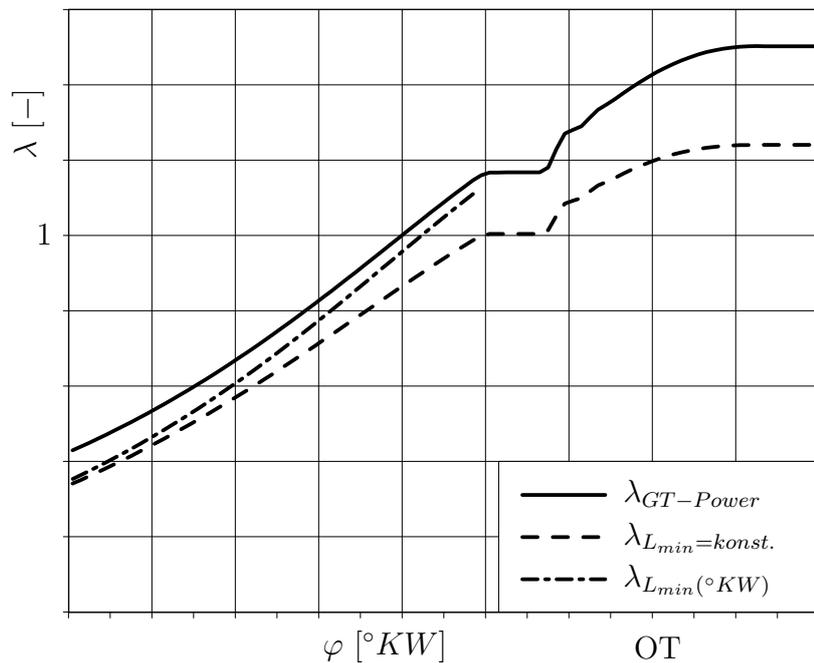


Abbildung 5.14: Vergleich des berechneten Luftverhältnisses mit dem Luftverhältnis der GT-Ausgabe

In Abbildung 5.14 ist das λ , welches GT-Power ausgibt, ein überschlägig berechnetes λ mit konstantem stöchiometrischen Luftbedarf und ein überschlägiges λ während der Kompression mit zeitlich aufgelöstem L_{min} eingezeichnet. Ein λ , welches aus einem konstanten stöchiometrischen Luftbedarf errechnet wird, weist für das betrachtete Vorkammergas-Gemisch in jedem Fall unzulässige Abweichungen auf. Ein „genaueres“ λ , das das in die Vorkammer gedrückte Hauptbrennraum-Gemisch während der Kompression berücksichtigt, nähert sich dem an, das GT-

Power ausgibt. Es ist wahrscheinlich, dass GT-Power das Luftverhältnis in der Vorkammer richtig berechnet.

Diskussion der λ -Verläufe:

Nachdem die Vorkammer mit Kraftstoff gespült wurde, ist die Ladung in ihr äußerst fett. In der Kompressionsphase wird mageres Gemisch aus dem Hauptbrennraum in die Vorkammer gedrückt, das Luftverhältnis in der Vorkammer steigt an. Zum Zündzeitpunkt erreicht es in der Vorkammer einen Bereich $\lambda \approx 1$. Bei der Vorkammervverbrennung baut sich ein Überdruck auf. Die Flammenfront wandert durch die Vorkammer, Vorkammerngas überströmt in den Hauptbrennraum. Das Luftverhältnis (der unverbrannten Zone) ändert sich während dieser Phase nicht, da kein Gemisch aus dem Hauptbrennraum in die Vorkammer gedrückt wird. Ist der Überdruck in der Vorkammer in den Hauptbrennraum abgebaut, bewegt sich der Kolben immer noch nach oben. Verbranntes und unverbranntes Gemisch aus dem Hauptbrennraum werden wieder nach oben gedrückt. Dieser Prozess flacht ab, sodass das Luftverhältnis kurz nach dem oberen Totpunkt sein Maximum erreicht.

Wasserstoff hat einen stöchiometrischen Luftbedarf $L_{min} = 34.3 \left[\frac{kg_L}{kg_{Br}} \right]$, Methan einen von $L_{min} = 17.2 \left[\frac{kg_L}{kg_{Br}} \right]$. Wird also Methan aus dem Hauptbrennraum in die Vorkammer zurückgedrückt, steigt der Methananteil in der Vorkammer. Der stöchiometrische Luftbedarf des Vorkammerngemisches sinkt. Zur Berechnung des Luftverhältnisses steht der stöchiometrische Luftbedarf L_{min} im Nenner. Sinkt dieser, muss das Luftverhältnis steigen. Es ist also plausibel, dass $\lambda_{L_{min}(oKW)}$ stärker ansteigt, als $\lambda_{L_{min}=konst.}$.

Nachrechnung des Luftverhältnisses im NO_x- User Model:

Die Implementierung eines User-Models in GT-Power eröffnete eine neue Möglichkeit zur Absicherung des Luftverhältnisses in der Vorkammer. In dieser Umgebung kann der Benutzer Berechnungen definieren und hat Zugriff auf Spezieskonzentrationen. So wurde darin eine λ -Berechnung durchgeführt. Das Luftverhältnis wird in seiner elementarste Form nämlich als Verhältnis der Sauerstoffteilchen zu den Sauerstoffteilchen für eine stöchiometrische Verbrennung berechnet. In der folgenden Berechnung steht der Index u für die unverbrannte Zone.

$$\lambda = \frac{n_{O_2}}{n_{O_2, \text{stöch}}} \quad (5.34)$$

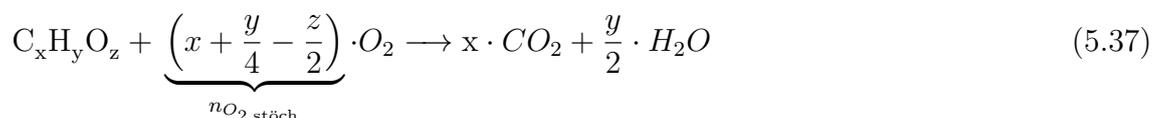
Berechnung der Molzahl des Sauerstoffs:

Die Zusammensetzung der Ansaugluft wird mit 21Vol.% O₂ vorgeben.

$$n_{O_2} = \nu_{L,u} \cdot 0.21 \cdot n_u \quad (5.35)$$

$$n_u = \frac{p \cdot V_u}{R_m \cdot T_u} \quad (5.36)$$

Berechnung der stöchiometrischen Molzahl des Sauerstoffs:



Der Hauptbrennraum wird mit Erdgas (Index EG) und die Vorkammer mit Vorkammerngas

(Index VKG) versorgt. Damit ergibt sich:

$$n_{O_2, \text{stöch}} = n_{EG} \cdot \left(x + \frac{y}{4} - \frac{z}{2}\right)_{EG} + n_{VKG} \cdot \left(x + \frac{y}{4} - \frac{z}{2}\right)_{VKG} \quad (5.38)$$

$$n_{EG} = \nu_{EG} \cdot n_u \quad (5.39)$$

$$n_{VKG} = \nu_{VKG} \cdot n_u \quad (5.40)$$

Die Abbildung 5.14 zeigt einen Vergleich des Luftverhältnisses einer Berechnung im User Model und der Ausgabe aus GT-Power für eine 100% H_2 gespülte Vorkammer. Die Berechnung im User Model startet mit Brennbeginn in der Vorkammer. Man erkennt, dass bis kurz nach Brennbeginn Gemisch aus dem Hauptbrennraum in die Vorkammer zurückgedrückt wird. Erst danach baut sich ein ausreichender Überdruck auf und Masse strömt aus der Vorkammer in den Hauptbrennraum. Währenddessen ist das Luftverhältnis konstant. Für diese Berechnung ist die λ -Differenz bei Brennbeginn 0.02. In der weiteren Arbeit wird $\lambda_{GT-Power}$ verwendet.

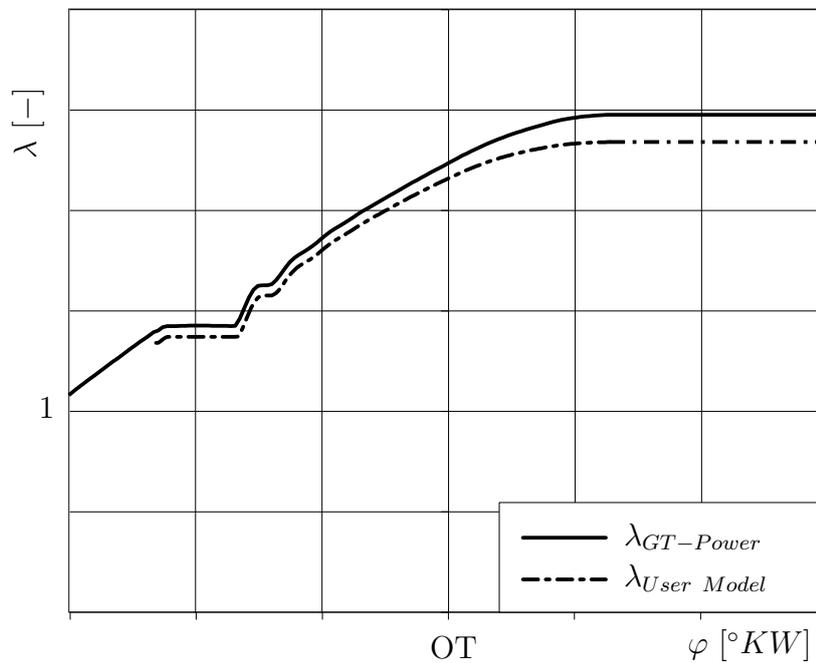


Abbildung 5.15: λ -Berechnung im User Model

5.3.5 Bewertungskriterien zur Charakterisierung einer Vorkammerkonfiguration

Um verschiedene Vorkammern und Vorkammerbetriebspunkte untereinander vergleichen zu können, werden einige Kriterien definiert. Kriterien, die auf die Entflammung des Hauptbrennraumes hinweisen, sind:

$$I_{max} = \max(m_{\ddot{u}} \cdot v_{\ddot{u}}) \quad \dots \text{maximaler Impuls} \quad (5.41)$$

$$E_{kin,max} = \max\left(m_{\ddot{u}} \cdot \frac{v_{\ddot{u}}^2}{2}\right) \quad \dots \text{maximale kinetische Energie} \quad (5.42)$$

$$H_{tot} = \int \dot{H}_{tot}(\varphi) \cdot d\varphi \quad \dots \text{Enthalpieeintrag aus der Vorkammer} \quad (5.43)$$

$$\max(\dot{H}_{tot}) \quad \dots \text{maximaler Enthalpiestrom} \quad (5.44)$$

$$E_{Br} = \sum (m_{Br,i} \cdot H_{u,i}) \quad \dots \text{Energie zu ZZP in VK} \quad (5.45)$$

Der Index \ddot{u} steht für das Überströmen aus der Vorkammer in den Hauptbrennraum. Die ersten vier Kenngrößen beschreiben einen Eintrag in den Hauptbrennraum. Die fünfte Kenngröße, die Brennstoffenergie in der Vorkammer zu Zündzeitpunkt, beschreibt einen Zustand in der Vorkammer. Eine hohe Brennstoffenergie in der Vorkammer muss nicht zwingend zu hohem Impuls aus der Vorkammer in den Hauptbrennraum führen. Eine hohe Brennstoffenergie aber eine langsame Verbrennung in der Vorkammer führt zu geringem Impuls, geringere Energie dafür eine raschere Verbrennung kann aber höheren Impuls generieren.

In Abbildung 5.16 ist der Enthalpiestrom \dot{H}_{tot} aufgetragen. Der Enthalpieeintrag H_{tot} von der Vorkammer in den Hauptbrennraum ist dabei die grau hinterlegte Fläche. Die totale Enthalpie ($H_{tot} = U + pV + m \frac{v^2}{2}$) stellt die gesamte eingebrachte Energie aus der Vorkammer in den Hauptbrennraum dar. Sie liegt in einer Größenordnung $< 50 J$. Durch den raschen Prozess ergibt sich jedoch ein Energiestrom um $\sim 100 kW$.

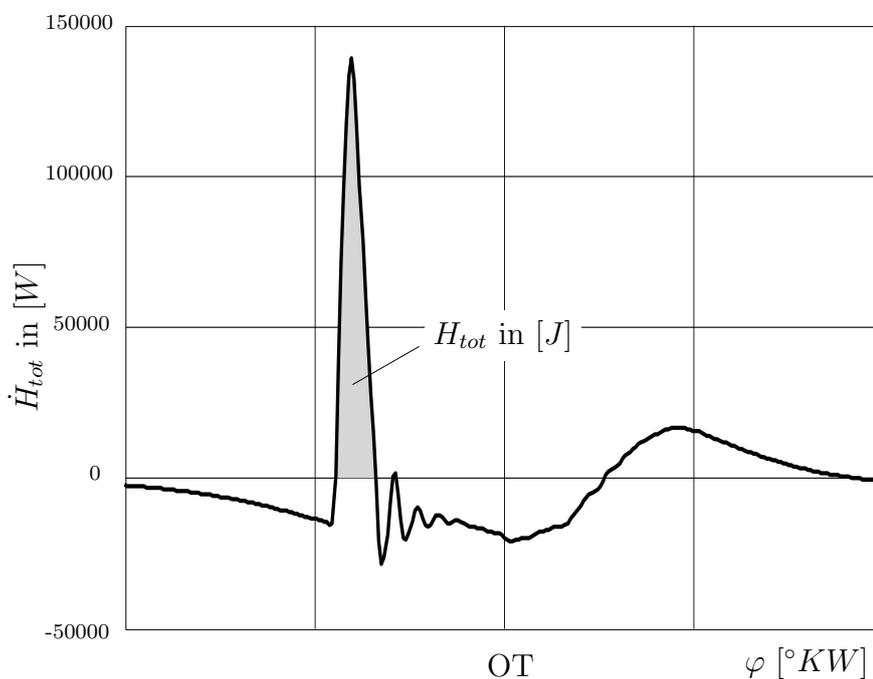


Abbildung 5.16: Enthalpiestrom aus der Vorkammer

Um die Güte des Vorkammerabgases zu beschreiben, wurden die Stickoxidemissionen der Vorkammer bezogen auf das Abgas der Vorkammer und nicht auf das gesamte Abgas berechnet. Die Berechnung erfolgt nach Gleichung 5.32. Für n_{NO} wird die Summe der gebildeten NO der Vorkammer eingesetzt. Alle anderen Molzahlen beziehen sich auf die verbrannte Zone der Vorkammer zum Zeitpunkt des Endes der NO-Bildung. Der Index v steht für verbrannte Zone, (') steht wieder für die Sauerstoffkorrektur.

$$n_{NO,VK} = \int \left(\frac{d[NO]}{dt} \right)_{VK} \cdot dt \tag{5.46}$$

$$NO_{x,trocken,VK,v}' = \frac{n_{NO,VK}}{n_v - n_{H_2O,v}} \cdot \frac{0.21 - 0.05}{0.21 - \frac{n_{O_2,v}}{n_v - n_{H_2O,v}}} \cdot \frac{M_{NO_2}}{V_m} \cdot 10^3 \tag{5.47}$$

Das Ergebnis dieser Berechnung ist, dass ein Normkubikmeter reines Vorkammerabgas sauerstoffkorrigiert einige Gramm NO_x beinhalten würde. Das Vorkammervolumen ist allerdings so

gering und der Hauptbrennraum erzeugt so niedrige NO_x -Emissionen, das in Summe bezogen auf das gesamte Abgas die Grenzwerte in Milligramm pro Normkubikmeter eingehalten werden können.

5.4 Adaptierung zur Berechnung von Einzelzyklen

Um ein repräsentatives mittleres Ergebnis einer Motorprozessanalyse zu erreichen, werden die indizierten Messgrößen über 60 Motorzyklen gemittelt. Für eine NO_x -Reduktion wird gewöhnlich das globale Luftverhältnis (im HBR) erhöht. Ein größerer Luftüberschuss führt allerdings zu größeren Instabilitäten in der Verbrennung. Das kann so weit gehen, dass einzelne Zyklen aussetzen oder klopfen. Außerdem tragen somit einzelne Arbeitszyklen übermäßig zur NO_x -Bildung bei, während viele dafür nur wenig emittieren dürfen. Bei diesem Verhalten spricht man von „zyklischen Schwankungen“. Für die Verbrennungsstabilität sind in erster Linie die zyklischen Zündverzugschwankungen interessant. Mit einer „Einzelzyklusrechnung“ sollten im weiteren auch die zyklischen NO_x -Schwankungen berechnet werden.

5.4.1 Vorgehen

Die Luft- und Gasmasse aus der Messung werden gemittelt vorgegeben. Die Massen werden am Prüfstand mit einem Coriolis-Messer ermittelt. Das Gas benötigt wiederum eine Laufzeit vom Messgerät bis zum Motor. Diese wird korrigiert. Der Saugrohrdruck und der Abgasgegendruck werden aus einem Mittelzyklus, also über 60 Einzelzyklen indiziert und danach gemittelt, vorgegeben. Aus den indizierten Zylinderdrücken des Hauptbrennraums für diese 60 Zyklen werden mit CORA die Brennverläufe des Hauptbrennraums ermittelt. Die Vorkammerbrennverläufe werden wiederum als Vibe-Brennverlauf mit einem Formfaktor $m = 2$ angenommen.

Dieses Verfahren ist also sehr aufwändig. Für 60 Zyklen muss in GT-Power eine stationäre Lösung erreicht werden. Dafür werden unzählige Iterationen benötigt. Anschließend muss eine Auswertung des angenommenen Vorkammerbrennverlaufes erfolgen. Mit optimierten Parametern des Vorkammerbrennverlaufes für jeden der 60 Zyklen muss wieder eine GT-Power Rechnung durchgeführt werden, bis wieder eine stationäre Lösung erlangt wird. Als Beispiel ergeben sich für 60 Zyklen à 200 Iterationen bei 20 maliger Vorkammerbrennverlaufseinpassung 240000 zu berechnende Arbeitszyklen à 720°KW in GT-Power.

6 Modellanwendung und Ergebnisdiskussion

In diesem Abschnitt werden einige Berechnungsergebnisse diskutiert. In Abschnitt 6.1 erfolgt ein Vergleich einer Erdgas-, einer Wasserstoff- und einer Reformergas- gespülten Vorkammer zum Niveau von $500 \left[\frac{\text{mg}}{\text{m}^3} \right] \text{NO}_x$. Anschließend wird in Abschnitt 6.2 die Reduktion von $500 \left[\frac{\text{mg}}{\text{m}^3} \right] \text{NO}_x$ auf $250 \left[\frac{\text{mg}}{\text{m}^3} \right] \text{NO}_x$ diskutiert. In Kapitel 6.3 werden die zyklischen Schwankungen für $250 \left[\frac{\text{mg}}{\text{m}^3} \right] \text{NO}_x$ und für $200 \left[\frac{\text{mg}}{\text{m}^3} \right] \text{NO}_x$ analysiert.

6.1 Vergleich EG- /H₂- /Reformergas- gespülte Vorkammer

Hier werden drei unterschiedliche Vorkammern verglichen. Der Hauptbrennraum wird bei allen drei Punkten mit einem Erdgas/Luft Gemisch versorgt. Diesen Berechnungen liegt wieder jeweils eine Messung am SCE zugrunde. Die Berechnung erfolgt nach dem in Abschnitt 5.3 beschriebenen Vorgehen.

6.1.1 Randbedingungen

- Alle Messpunkte emittieren in Summe $500 \left[\frac{\text{mg}}{\text{m}^3} \right] \text{NO}_x$.

Der beste Wirkungsgrad sollte für einen bestimmten NO_x-Grenzwert erreicht werden. Deswegen wird am Motorenprüfstand ein Betriebspunkt so eingestellt, dass er in Summe diesen NO_x-Wert emittiert. Die Stickoxidemission unterliegt jedoch gewissen Schwankungen. Addiert man die berechneten Vorkammerstickoxide und Hauptbrennraumstickoxide, werden $500 \left[\frac{\text{mg}}{\text{m}^3} \right]$ nicht exakt erreicht.

- $ZZP = \text{konst.}$
- $\text{Last} = \text{konst.}$
- $\varphi_{VK} = \text{konst.}$

Die zugeführte Vorkammerngasmenge wird durch einen Energieanteil an der gesamten zugeführten Brennstoffenergie beschrieben.

$$\varphi_{VK} = \frac{m_{Br,VKG} \cdot H_{u,VKG}}{m_{Br,VKG} \cdot H_{u,VKG} + m_{Br,EG} \cdot H_{u,EG}} \quad (6.1)$$

Für die Erdgas- und die Wasserstoff- gespülte Vorkammer wurde eine Serienvorkammer verwendet. Für die Reformergas- gespülte Vorkammer eine 1.25 mal so große Vorkammer, um die geringe Energiedichte des Reformergases etwas zu kompensieren.

6.1.2 Gaskenngrößen

Alle Daten des Reformergases in Tabelle 1 sind bezogen auf die gesamte Zusammensetzung und nicht nur auf die brennbaren Komponenten. Wasserstoff hat eine um den Faktor 10 geringere Dichte als das Reformergas. Wegen der äußerst geringen Dichte hat er durch den Bezug auf die Masse mit Abstand den höchsten stöchiometrischen Luftbedarf und den höchsten unteren Heizwert. Das Reformergas hat wegen der schweren Inertgase den geringsten L_{min} und den geringsten H_u . Für Gase bietet es sich an, ihre Eigenschaften bezogen auf das Volumen zu betrachten. Erdgas hat bei einer volumetrischen Betrachtung einen deutlich höheren Luftbedarf

Zusammensetzung	$\rho_{20^\circ C, 1bar}$ [kg/m ³]	L_{min} [kg _L /kg _{Br}]	H_u [kJ/kg _{Br}]	$L_{min,n}$ [m ³ _{n,Luft} /m ³ _{n,Br}]	$H_{u,n}$ [kWh/m ³]
100%EG	0.657	16.80	48980	9.32	9.713
100%H ₂	0.082	34.33	120850	2.38	2.996
10%CO, 10%CO ₂ 35%H ₂ , 45%N ₂	0.842	1.51	5507	1.07	1.399

Tabelle 1: Gaskenngrößen

und einen deutlich höheren Heizwert als Wasserstoff. Für die gleiche zugeführte Brennstoffenergie nimmt Wasserstoff mehr als das dreifache Volumen ein. Wasserstoff überspült daher deutlich mehr in den Hauptbrennraum.

6.1.3 Brennverlaufsanalyse HBR

Eine erste Analyse des Hauptbrennverlaufes (mit CORA) lässt bereits auf ein unterschiedliches Verhalten der Vorkammerspülgase schließen (vgl. Abbildung 6.1). Man erkennt, dass Wasserstoff in der Vorkammer den Hauptbrennraum am raschesten entflammt. Die Reformergas gespülte Vorkammer entflammt den Hauptbrennraum später und zögerlicher.

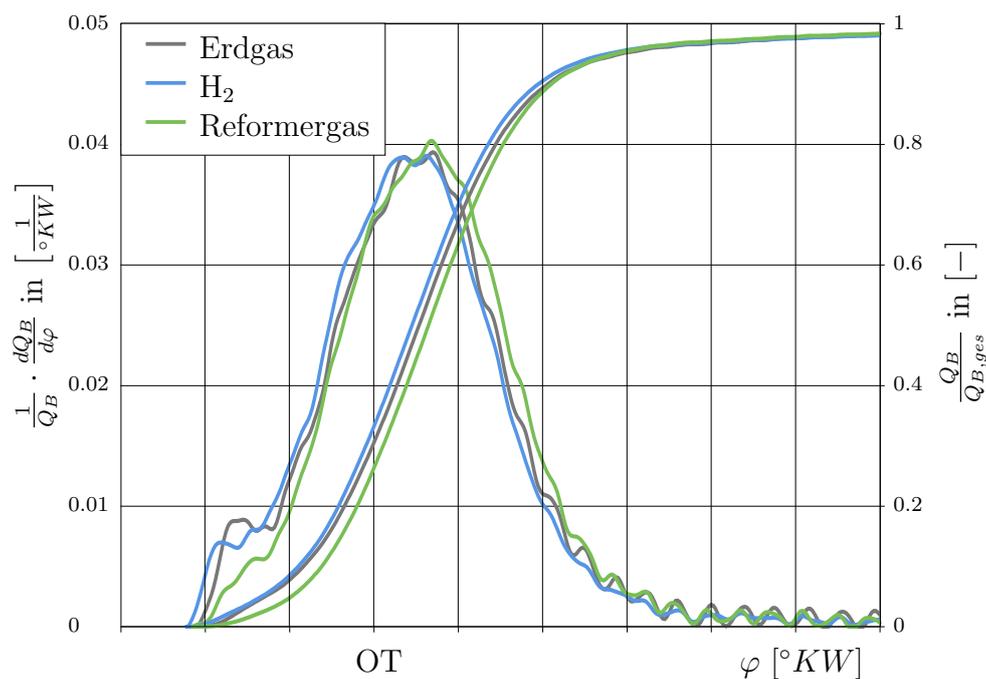


Abbildung 6.1: Brennverlauf und Summenbrennverlauf für den Hauptbrennraum

6.1.4 Energieanteile in der Vorkammer zu Zündzeitpunkt

Gemisch aus dem Hauptbrennraum wird bei der Kompression in die Vorkammer zurückgedrückt. Dadurch stellt sich eine Zusammensetzung um $\lambda \sim 1$ bei Zündzeitpunkt ein. Die Brennstoffenergie setzt sich also aus Vorkammerbrenngas und Hauptbrennraumbrenngas zusammen. Diese Zusammensetzung wird im User Model in GT-Power ermittelt. Diese Energieanteile werden analog nach Gleichung 6.1 berechnet.

In Abbildung 6.2 ist die Aufteilung der Vorkammerenergie zu Zündzeitpunkt ($\varphi_{VK,ZZZP}$) in einen Vorkammergasanteil (φ_{VKG}) und einen Hauptbrennraumgasanteil (φ_{EG}) zu sehen. Die Säule

„Ref.Gas größenkorrigiert“ zeigt die Werte des „Ref.Gases“ $\cdot \frac{1}{1.25}$, was die größere Vorkammer korrigieren soll. Man erkennt, dass bei gleicher Vorkammergröße ungefähr die gleiche Energiemenge Erdgas aus dem Hauptbrennraum zurückgedrückt wird. Weiters erkennt man, dass der Energieanteil, der aus der Wasserstoffspülung herrührt geringer ist, als der aus der Erdgasspülung. Durch die geringe Dichte wird mehr Wasserstoff in den Hauptbrennraum überspült. Für das Reformergas sinkt der Energieanteil zufolge der Vorkammerspülung noch weiter. Grund dafür ist, dass das betrachtete Reformergas trotz seiner hohen Dichte eine sehr geringe Energiedichte hat. Es muss eine größere Masse an Reformergas eingebracht werden, um in Summe über die Vorkammer den gleichen Anteil der Gesamtenergie zuzuführen.

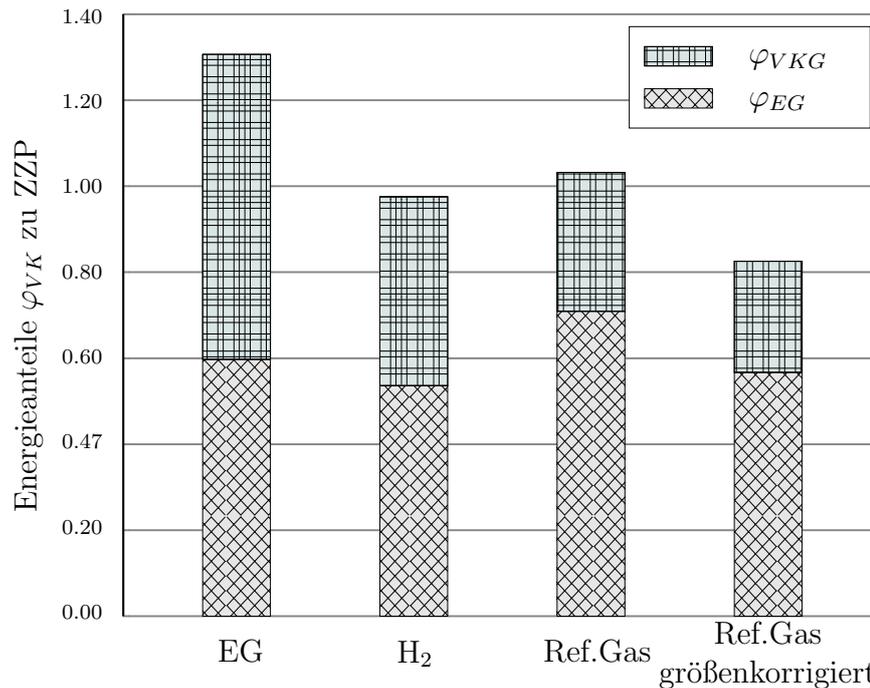


Abbildung 6.2: Aufteilung der Vorkammerenergie zu ZZP

6.1.5 Vorkammerdruck und daraus abgeleitete Kenngrößen

In Abbildung 6.3 ist ein Vergleich der Vorkammerdrucküberhöhungen für die drei unterschiedlich gespülten Vorkammern dargestellt. Die abgebildeten Druckverläufe wurden in GT-Power berechnet.

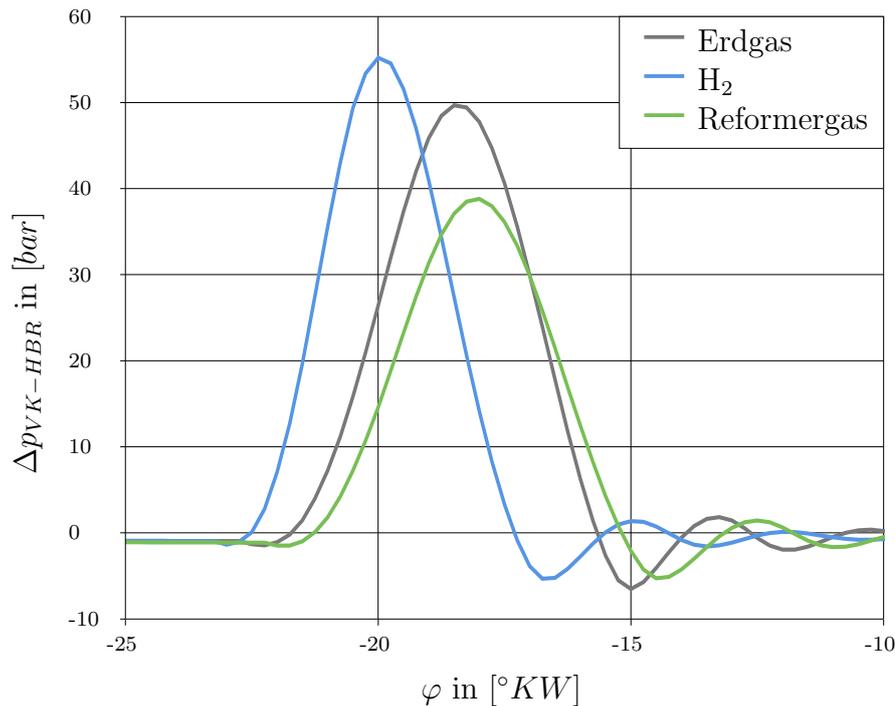


Abbildung 6.3: berechnete Verläufe der Drucküberhöhungen

Die H_2 - gespülte Vorkammer hat eine etwas größere Drucküberhöhung, die Reformergas- gespülte erreicht den niedrigsten Vorkammerdruck und zeigt die späteste Lage. Nach dieser Reihung der Vorkammerdrücke gestaltet sich auch die Reihung der Vorkammerkenngrößen zur Beschreibung des Überströmens und Entflammens des Hauptbrennraums (vgl. 5.3.5).

Zusammensetzung	ΔI_{max} [%]	$\Delta E_{kin,max}$ [%]	ΔH_{tot} [%]	$\Delta \dot{H}_{tot,max}$ [%]
100%EG	Basis = 100%			
100% H_2	+6.4	+15.3	+19.7	+29.7
Ref.Gas	-10.4	-20.9	-28.5	-42.5

Tabelle 2: druckgetriebene Kenngrößen zur Entflammung des Hauptbrennraums

Für Wasserstoff ergeben sich der höchste Impuls und die höchsten Energiewerte. Kurzzeitig fließt eine sehr hohe Leistung von $\sim 130kW$ über die Überströmbohrungen. Das Reformergas erreicht bei allen Kenngrößen die geringsten Werte.

6.1.6 Temperaturen der verbrannten Zone und NO_x -Emissionen

In der Tabelle 3 sind einige weitere Größen eingetragen, die die Verbrennung und somit die Temperatur der verbrannten Zone und die NO_x -Bildung maßgeblich beeinflussen.

Wie der Vergleich der Druck- und Brennverläufe bereits vermuten ließ, hat die Wasserstoff- gespülte Vorkammer den geringsten Zündverzögerung. Sie erzeugt eine um $1^\circ KW$ frühere Schwerpunktlage der Hauptbrennraumverbrennung. Analog zur Energieaufteilung (vgl. Abschnitt 6.1.4) stellt sich ein Luftverhältnis in der Vorkammer zu Zündzeitpunkt ein. Für die Reformergas- gespülte Vorkammer wird im Verhältnis zum verbleibenden Vorkammergas (ohne Luft) viel mageres Gemisch zurückgedrückt. Es stellt sich das höchste Luftverhältnis in der Vorkammer

ein. Der Zündverzug ist größer und die Schwerpunktlage liegt ca. $1.2^\circ KW$ hinter der Schwerpunktlage für die Erdgas- gespülte Vorkammer. Um in Summe trotz der späten SPL $500 \frac{mg}{m^3}$ NO_x zu emittieren, muss das globale λ gesenkt werden. Im Gegenzug muss es für die H_2 -Messung für die frühe Schwerpunktlage etwas angehoben werden.

Zusammensetzung	λ_{global} [%]	$\lambda_{VK,ZZP}$ [%]	ZV_{VK} [$\Delta^\circ KW$]	SPL_{HBR} [$\Delta^\circ KW$]
100%EG	Basis			
100% H_2	+3.39	+35.71	-0.78	-0.94
Ref.Gas	-3.94	+56.37	+0.30	+1.17

Tabelle 3: Größen, die auf die Verbrennung Einfluss nehmen

Nach den beschriebenen Einflüssen des Luftverhältnisses und der Schwerpunktlage ergeben sich aus der Berechnung die Temperaturen der verbrannten Zone ($T_{v,HBR}$ in Abbildung 6.4 und $T_{v,VK}$ in Abbildung 6.5).

Hauptbrennraum: Wasserstoff erreicht durch die frühe SPL trotz des etwas höheren Luftverhältnisses eine geringfügig höhere Temperatur als Erdgas. Die Rechnung mit Reformergas- gespülter Vorkammer erreicht wegen des geringen λ trotz der späten SPL die höchsten Temperaturen.

Vorkammer: Die Erdgas- gespülte Vorkammer erreicht wegen des geringen λ die höchsten Temperaturen, das Reformergas wegen des hohen λ und des Inertgases die niedrigste Temperatur der verbrannten Zone.

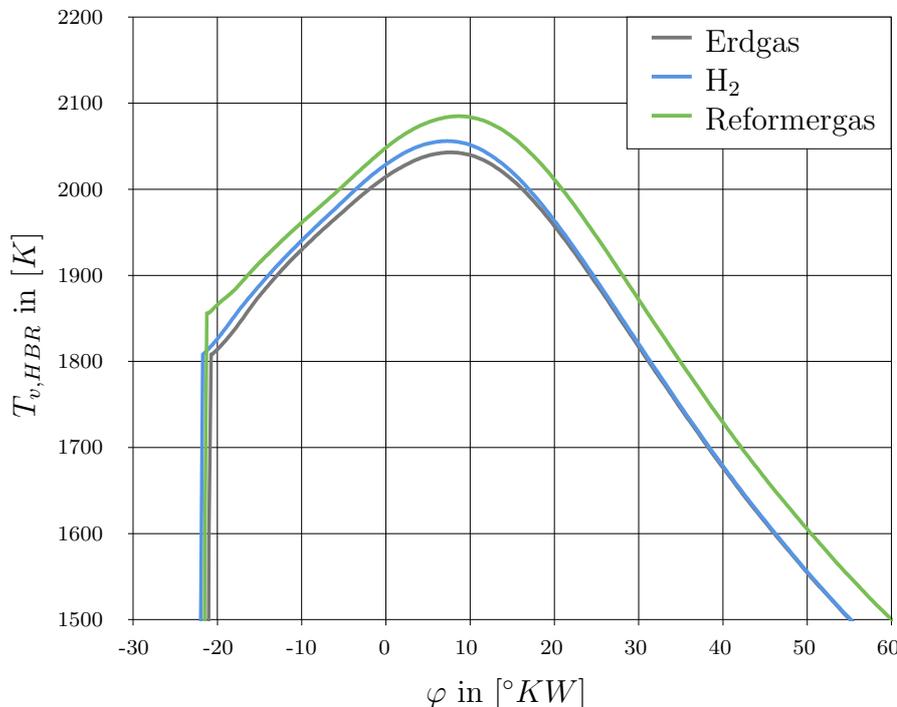


Abbildung 6.4: Temperatur der verbrannten Zone im Hauptbrennraum

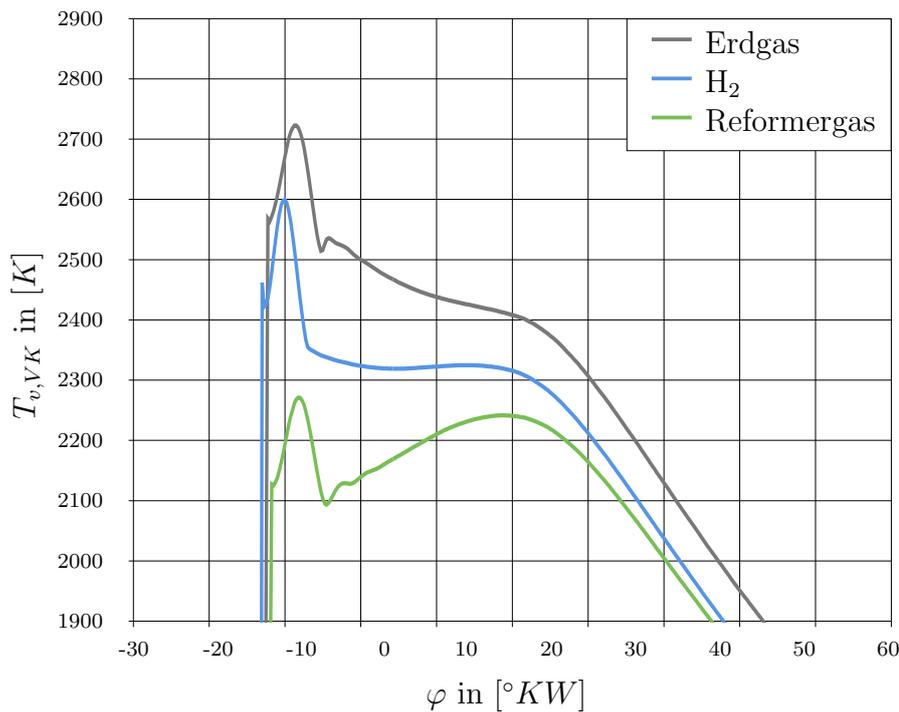


Abbildung 6.5: Temperatur der verbrannten Zone in der Vorkammer

Entsprechend der Temperaturabstufung ergibt sich eine Abstufung der Stickoxidemissionen (siehe Tabelle 4). Alle Angaben sind auf 5Vol.% O₂ korrigiert bezogen auf trockenes Abgas. Für Wasserstoff kann gegenüber der Erdgas- gespülten Vorkammer eine NO_x-Reduktion um 39% errechnet werden. Allerdings zeigt dieser Analysepunkt einen Wirkungsgradverlust im indizierten Wirkungsgrad von $\Delta\eta_i = -0.3\%$ – Punkte. Die Reformergas-gespülte Vorkammer erreicht sogar eine Reduktion gegenüber der Erdgas- gespülten Vorkammer um 83%. Eine Steigerung des indizierten Wirkungsgrades $\Delta\eta_i = 0.6\%$ – Punkte wird erreicht. Wird der Aufwand zur Herstellung berücksichtigt, bleibt immer noch ein Netto-Wirkungsgradgewinn von 0.3%-Punkte (vgl. Kapitel3.1.1). Für beide Messpunkte ist der Ladungswechsel der maßgebliche Grund für die Wirkungsgradunterschiede. Ein höheres globales Luftverhältnis bedeutet, dass für die gleiche Leistung mehr Luft in den Brennraum gelangt. Dieser erhöhte Förderaufwand steigert die Ladungswechselverluste.

NO_{x,VK,v} sollte die Qualität des Vorkammerabgases bezüglich seiner NO_x-Emissionen verdeutlichen. 1 m_n³ Abgas der Erdgas- gespülten Vorkammer würde 43.5g NO_x enthalten, 1 m_n³ Abgas der Reformergas- gespülten Vorkammer „nur“ 6.6 g NO_x. Das Abgas der Reformergas- gespülten Vorkammer ist wesentlich geringer NO_x-belastet.

Zusammensetzung	$\Delta NO_{x,HBR}$ [%]	$\Delta NO_{x,VK}$ [%]	NO _{x,VK,v} [mg/m _n ³]
100%EG	Basis		43526
100%H ₂	+3%	-39%	30027
Ref.Gas	+25%	-83%	6572

Tabelle 4: Stickoxidemissionen

6.2 Reduktion von 500 [mg/m_n³] NO_x auf 250 [mg/m_n³] NO_x

Nun sollte eine tatsächliche NO_x-Reduktion um die Hälfte verglichen werden. Dazu werden ein 250 [mg/m_n³] Punkt mit Erdgas- gespülter Vorkammer und ein 250 [mg/m_n³] Punkt mit Wasserstoff- gespülter Vorkammer mit der Erdgas- gespülten Vorkammer mit 500 [mg/m_n³] aus Abschnitt 6.1 verglichen. ⁸

6.2.1 Randbedingungen

- $ZZP = \text{konst.}$
- $\text{Last} = \text{konst.}$
- $\varphi_{VK} = \text{konst.}$

6.2.2 Brennverlaufsanalyse HBR

In der Abbildung 6.6 sind die Brennverläufe und die Summenbrennverläufe eingetragen. Am Beginn der Brennverläufe ist wieder der Vorkammereinfluss zu erkennen. Wasserstoff schafft es wieder, den Hauptbrennraum früher zu entflammen. Alle drei Messpunkte werden mit der gleichen Vorkammerenergiemenge gespült. Der „einzige“ Unterschied für die Vorkammer der 250 [mg/m_n³] NO_x Erdgas Messung zur 500 [mg/m_n³] NO_x Erdgas Messung ist also, dass ein etwas magereres Gemisch aus dem Hauptbrennraum zurückgedrückt wird. In der Vorkammer stellt sich ein Gemisch um $\lambda \sim 1$ ein. Das geringfügig magerere zurückgedrückte Gemisch beeinflusst die Vorkammerverbrennung hinsichtlich der Entflammung des Hauptbrennraumes nicht. Daher ist in dem von der Vorkammer hervorgerufenen ersten Anstieg des Hauptbrennraumbrennverlaufs kein Unterschied zwischen der 500 [mg/m_n³] NO_x Messung und der 250 [mg/m_n³] NO_x Messung auszumachen. Der Hauptbrennraum wird um $\lambda \sim 2$ betrieben. Für hohe Luftverhältnisse sind kleine Unterschiede deutlicher im Brennverlauf sichtbar. Trotz gleichem Brennbeginn im Hauptbrennraum läuft die Verbrennung für den 250 [mg/m_n³] NO_x Punkt deutlich langsamer ab. Das magerere Gemisch verschleppt die Verbrennung Richtung spät.

⁸Es gilt das Ziel 200 [mg/m_n³] zu erreichen. Für die Diplomarbeit wurde jedoch auf bestehende Messungen aus einer Zeit zurückgegriffen, zu der das Entwicklungsziel bei 250 [mg/m_n³] lag.

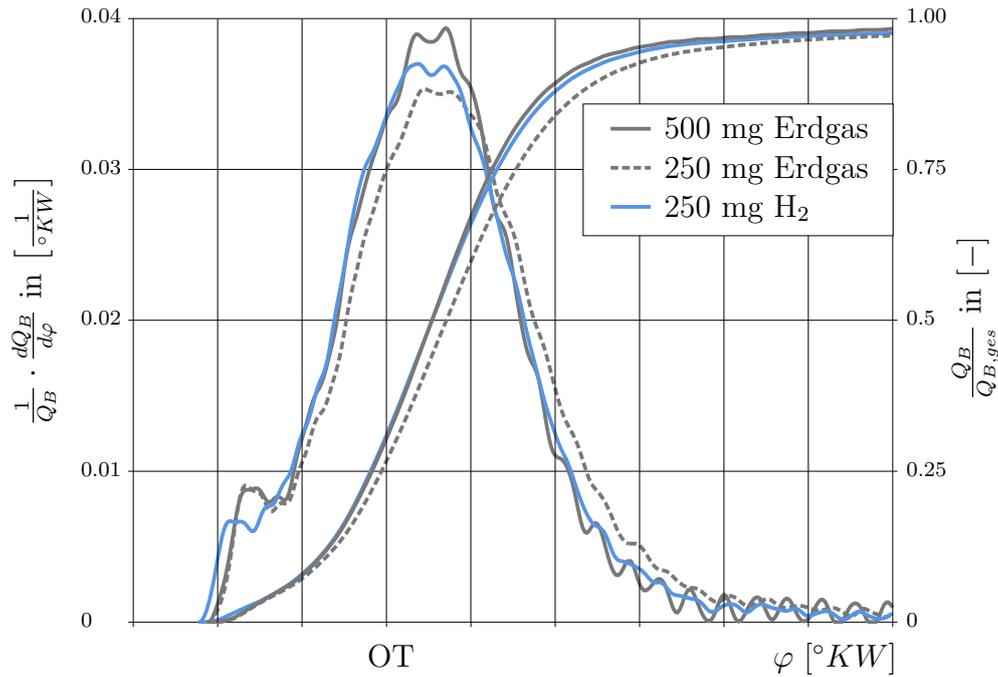


Abbildung 6.6: Brennverläufe des Hauptbrennraums

6.2.3 Energieanteile in der Vorkammer zu Zündzeitpunkt

Die Energieanteile des zurückgedrückten Hauptbrennraumgemisches in der Vorkammer zu Zündzeitpunkt liegen für alle drei Messungen in einem ähnlichen Bereich (siehe Abbildung 6.7). Alle drei Messpunkte haben die gleiche Vorkammer und die gleichen Randbedingungen. Es wird ungefähr gleich viel zurückgedrückt. Der Messpunkt mit $250 \left[\frac{mg}{m^3} \right]$ Erdgas- gespült drückt trotz höherem Luftverhältnis im Hauptbrennraum sogar etwas mehr Energie in die Vorkammer zurück. Grund dafür ist, dass die Messungen auf die gleiche Last eingestellt wurden. Für die gleiche Last bei einem höheren λ_{global} und bei späterer Schwerpunktlage muss der Motor höher aufgeladen werden. Die beiden Erdgaspunkte bemerken in der Energieaufteilung keinen Unterschied. Beide werden mit der gleichen Erdgasmenge gespült, die verbleibende Energie des über das Federventil zugeführten Erdgases ist gleich groß (vgl. Brennbeginn HBR in Abbildung 6.6). Die NO_x -Reduktion erfolgt zum größten Teil im Hauptbrennraum. Der Energieanteil des Wasserstoffes ist wieder charakteristisch geringer. Durch die niedrige Dichte überspült ein größerer Anteil.

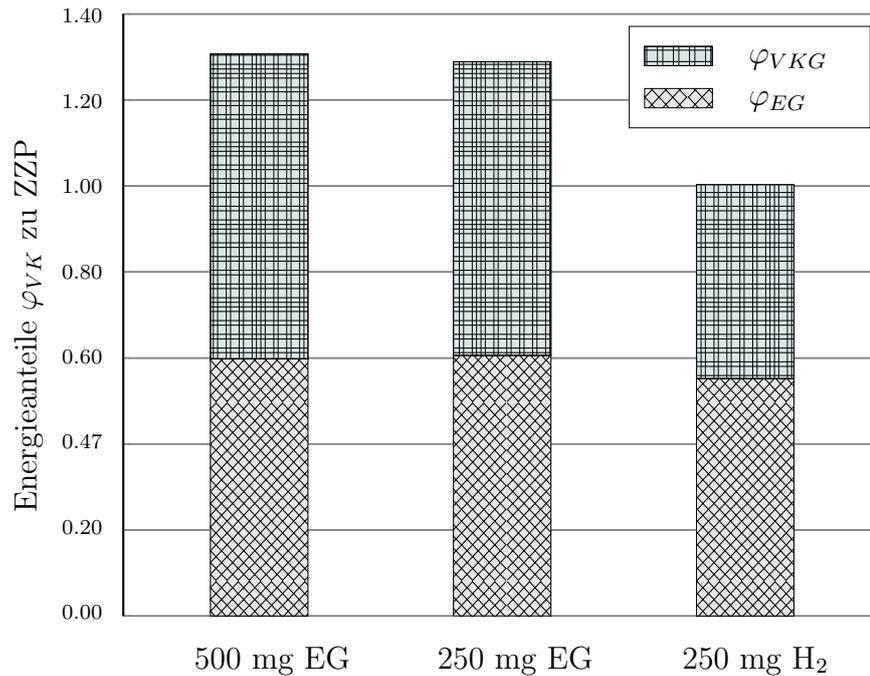


Abbildung 6.7: Aufteilung der Vorkammerenergie zu ZZZP

6.2.4 Vorkammerdruck und daraus abgeleitete Kenngrößen

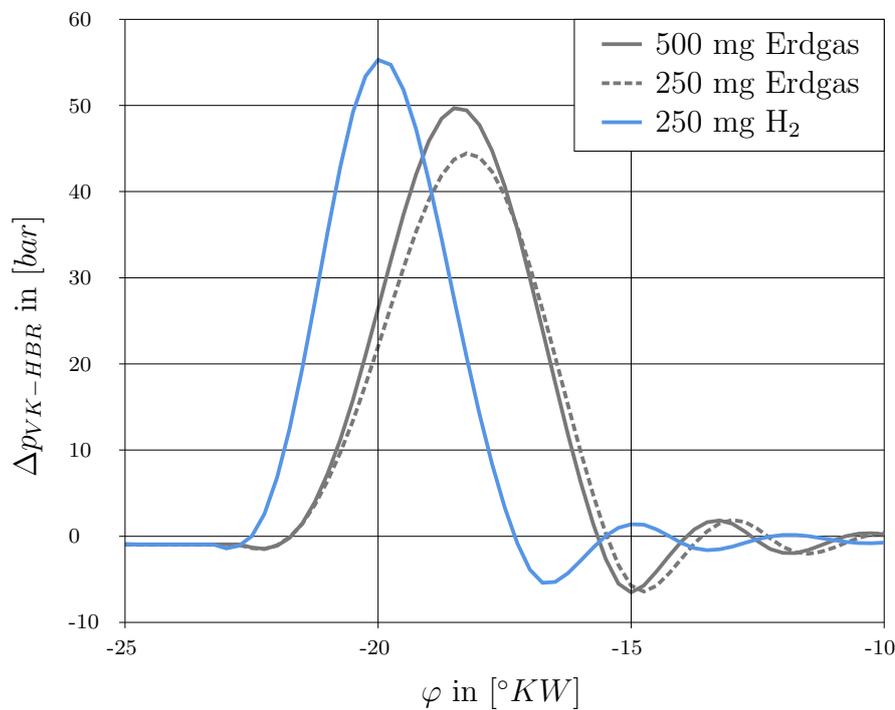


Abbildung 6.8: berechnete Vorkammerdruckverläufe

Die Abbildung 6.8 zeigt wieder die Vorkammerdrucküberhöhung. Wasserstoff erreicht charakteristisch die höchste Drucküberhöhung und hat bei gleichem Zündzeitpunkt die früheste Lage. Der Überdruck der Vorkammer baut sich rascher ab, dies lässt auf ein rascheres Durchbrennen schließen. Die 250 $\left[\frac{mg}{m^3}\right]$ NO_x Erdgas Messung erreicht eine etwas geringere Drucküberhöhung

und hat eine geringfügig längere Vorkammervverbrennung. Der Grund dafür ist ein magereres Gemisch in der Vorkammer bei Zündzeitpunkt. Obwohl der gleiche Energieanteil in die Vorkammer zurückgedrückt wird, ist das zurückgedrückte Gemisch etwas magerer.

In Tabelle 5 ist zu erkennen, dass der maximale Impuls und die maximale kinetische Energie für die 250 $\left[\frac{mg}{m^3}\right]$ NO_x Messung geringer sind als die Werte der 500 $\left[\frac{mg}{m^3}\right]$ NO_x Messung, da der Spitzendruck etwas geringer ist. Die totale Enthalpie, die während der Vorkammerdrucküberhöhung in den Hauptbrennraum transportiert wird, ist etwas höher. Da die totale Enthalpie nicht nur durch das Maximum der Drucküberhöhung sondern auch von der Dauer des Überströmens bestimmt ist, kann die Enthalpie trotz geringeren Maximums bei länger andauerndem Überströmen größer sein (siehe Abbildung 6.9).

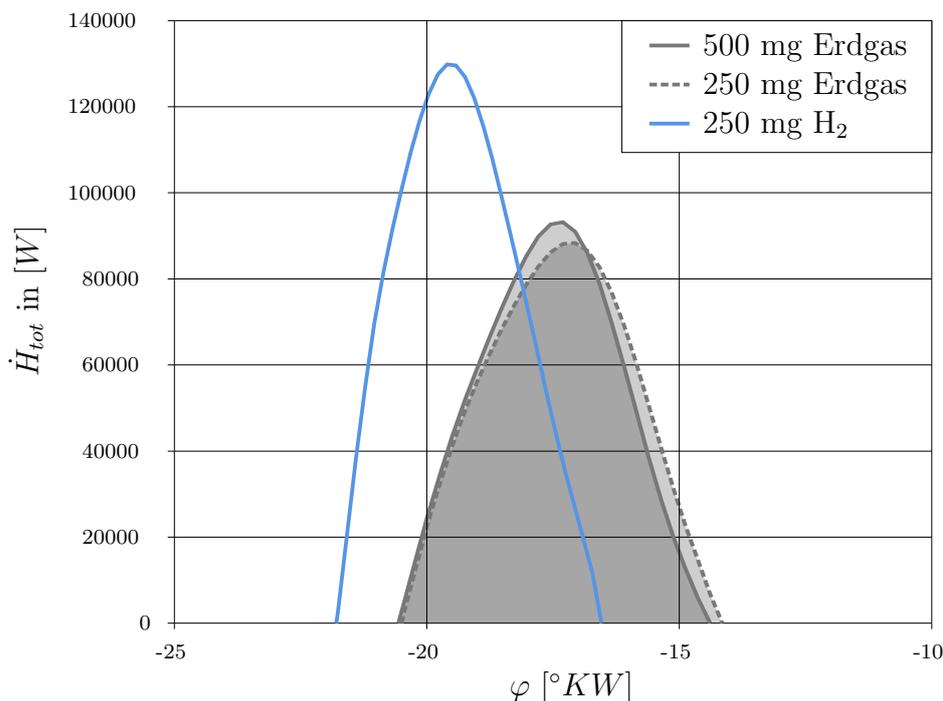


Abbildung 6.9: Vergleich der Enthalpieströme aus der Vorkammer

Das zurückgedrückte Gemisch aus dem Hauptbrennraum ist für den 250 $\left[\frac{mg}{m^3}\right]$ NO_x Erdgas Punkt magerer, dadurch ergibt sich ein magereres Luftverhältnis bei Zündzeitpunkt in der Vorkammer. Die Verbrennung dauert etwas länger. Der maximale totale Enthalpiefluss $\dot{H}_{tot,max}$ ist hingegen nur vom Maximum (und nicht von der Fläche) abhängig und ist somit geringer. Zusammengefasst bedeutet das, dass trotz des etwas höheren Energieeintrags aus der Vorkammer (H_{tot}) für den 250 $\left[\frac{mg}{m^3}\right]$ NO_x Erdgas Punkt der Energieeintrag nicht so prägnant erfolgt. Wasserstoff erreicht in allen Kenngrößen die größten Werte.

Zusammensetzung	ΔI_{max} [%]	$\Delta E_{kin,max}$ [%]	ΔH_{tot} [%]	$\Delta \dot{H}_{tot,max}$ [%]
500 mg EG	Basis			
250 mg EG	-6.2	-12.9	2.1	-6.6
250 mg H ₂	7.2	14.7	21.7	31.3

Tabelle 5: druckgetriebene Kenngrößen zur Entflammung des Hauptbrennraums

6.2.5 Temperaturen der verbrannten Zone und NO_x-Emissionen

Ein erhöhtes globales Luftverhältnis trägt neben einem nicht ganz so konzentrierten Energieeintrag aus der Vorkammer zu einer späteren Schwerpunktlage des Brennverlauf des Hauptbrennraumes der 250 $\left[\frac{mg}{m^3_n}\right]$ NO_x Erdgas- Messung bei. Da der Kompressionsdruck etwas höher liegt, ist das Gemisch zu ZZP in der Vorkammer geringfügig magerer. Der Kompressionsdruck muss etwas höher sein, da für ein erhöhtes λ_{global} mehr Masse im Zylinder sein muss. Deswegen muss auch der Ladedruck etwas angehoben werden. Dadurch wird aber auch zugleich der Zündverzug verkürzt.

Durch die geringe Dichte des H₂ überspült mehr in den Hauptbrennraum. Beim Komprimieren stellt sich durch das Zurückdrücken ein magereres Gemisch in der Vorkammer ein. Dennoch ist durch die Reaktionsfreudigkeit des Wasserstoffes der Zündverzug kürzer und der Hauptbrennraum wird früher entflammt. Ein höheres λ_{global} bringt die Messung der Wasserstoff- gespülten Vorkammer auf gleiche Schwerpunktlage wie die Erdgas gespülte Vorkammer und reduziert die NO_x Emissionen des Hauptbrennraumes.

Zusammensetzung	λ_{global} [%]	$\lambda_{VK,ZZP}$ [%]	ZV _{VK} [Δ°KW]	SPL _{HBR} [Δ°KW]
500 mg EG			Basis	
250 mg EG	+5.94	+7.91	-0.116	+1.714
250 mg H ₂	+4.29	+37.58	-0.773	-0.021

Tabelle 6: Größen, die auf die Verbrennung Einfluss nehmen

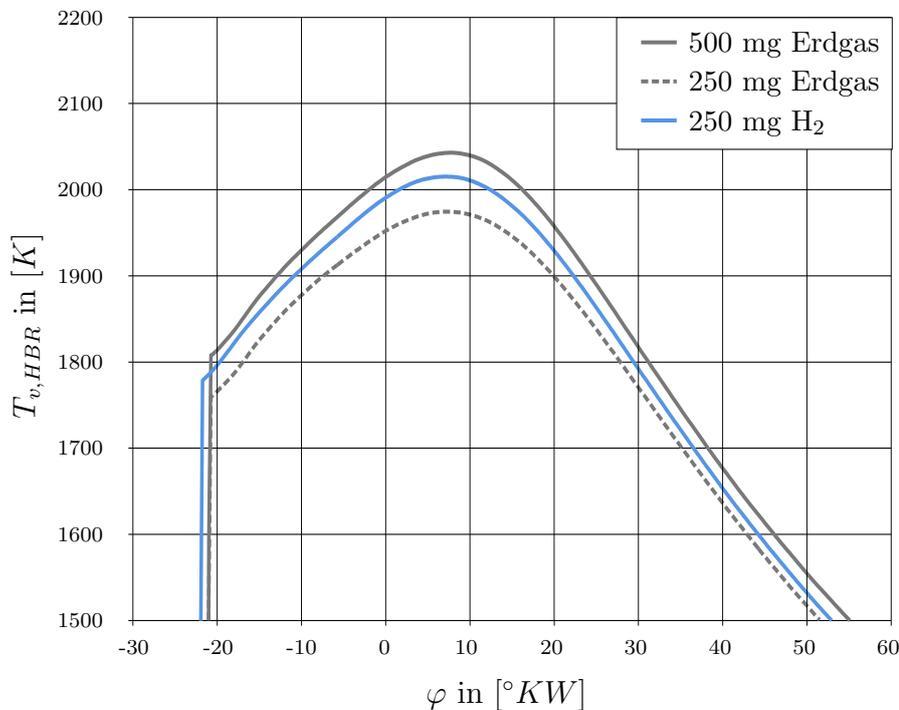


Abbildung 6.10: Temperaturen der Verbrannten Zone im Hauptbrennraum

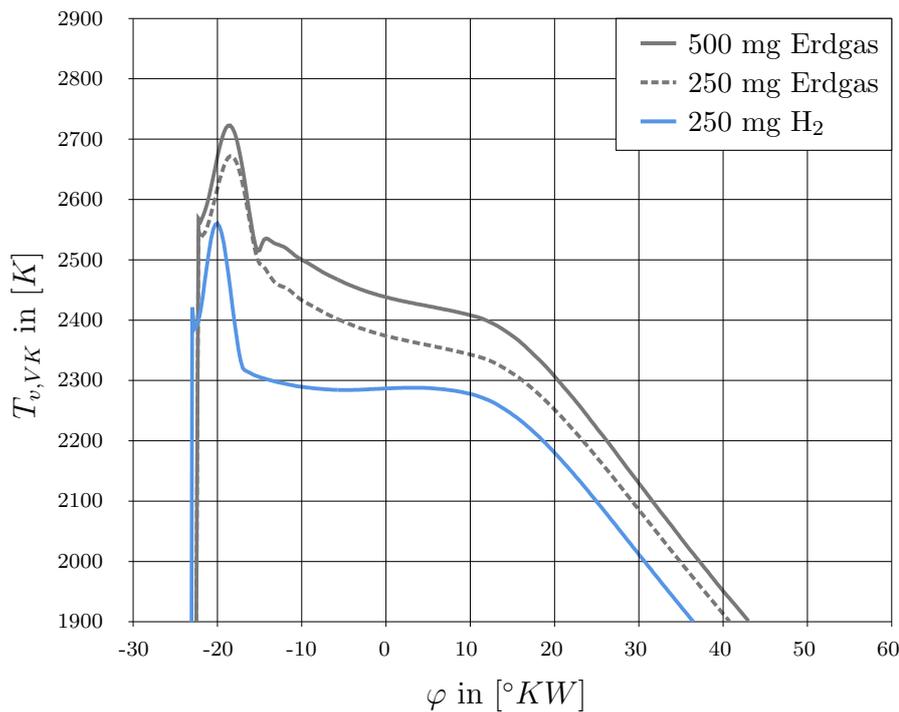


Abbildung 6.11: Temperaturen der Verbrannten Zone in der Vorkammer

In den Abbildung 6.10 und 6.11 sind die Temperaturen der verbrannten Zone dargestellt. Wie in Abschnitt 6.2.3 besprochen, ist der Unterschied zwischen dem $500 \left[\frac{mg}{m^3_n} \right]$ NO_x Punkt und dem $250 \left[\frac{mg}{m^3_n} \right]$ NO_x Punkt Erdgas- gespült für die Vorkammer gering. Der größte Teil der NO_x -Reduktion muss über den Hauptbrennraum erfolgen. Die Temperatur der verbrannten Zone des $250 \left[\frac{mg}{m^3_n} \right]$ NO_x Punktes im Hauptbrennraum ist deshalb am geringsten. Wasserstoff erreicht durch die magerere Zusammensetzung bei Zündzeitpunkt den niedrigsten Temperaturverlauf in der Vorkammer. Dementsprechend darf die Temperatur der verbrannten Zone im Hauptbrennraum der $250 \left[\frac{mg}{m^3_n} \right]$ NO_x emittierenden Wasserstoff- gespülten Vorkammer höher als die der äquivalenten Messung mit Erdgas- gespülter Vorkammer sein.

In Tabelle 7 sind die Änderungen der Stickoxidemissionen bezogen auf den $500 \left[\frac{mg}{m^3_n} \right]$ NO_x Punkt eingetragen. Die H_2 - gespülte Vorkammer erreicht mit -56% die größte Reduktion. Auch die Erdgas- gespülte Vorkammer der $250 \left[\frac{mg}{m^3_n} \right]$ NO_x Messung reduziert die Stickoxide in der Vorkammer. Um gesamt von $500 \left[\frac{mg}{m^3_n} \right]$ auf $250 \left[\frac{mg}{m^3_n} \right]$ zukommen muss also der Hauptbrennraum der H_2 - gespülten Vorkammer mit -43% weniger zur Reduktion beitragen. Er darf gegenüber der Erdgas- gespülten Vorkammer der $250 \left[\frac{mg}{m^3_n} \right]$ NO_x Messung um $86 \left[\frac{mg}{m^3_n} \right]$ mehr erzeugen. Auch in den $NO_{x, VK, v}$, die die Abgasqualität der Vorkammer beschreiben, ist bei der Erdgas- gespülten Vorkammer eine Reduktion um ein Viertel und bei der Wasserstoff- gespülten Vorkammer eine Reduktion um die Hälfte zu verzeichnen.

Um die Varianten bezüglich ihres Nutzens zu bewerten, wird ein Vergleich der Wirkungsgrade angestellt. Durch das höhere globale Luftverhältnis ist der Wirkungsgrad des idealen Motors mit realer Ladung für die $250 \left[\frac{mg}{m^3_n} \right]$ NO_x Messungen höher. Für den $250 \left[\frac{mg}{m^3_n} \right]$ NO_x Punkt mit

Zusammensetzung	$\Delta NO_{x,HBR}$ [%]	$\Delta NO_{x,VK}$ [%]	$NO_{x,VK,v}$ [$\frac{mg}{m_n^3}$]
500 mg EG	Basis		43526
250 mg EG	-64%	-26%	32628
250 mg H ₂	-43%	-56%	21757

Tabelle 7: Stickoxidemissionen

Erdgas- gespülter Vorkammer sind vor allem die Verluste zufolge einer unvollständigen Verbrennung, des realen Brennverlaufs und des Ladungswechsels dominant. Die Wandwärmeverluste sinken gegenüber der 500 $\left[\frac{mg}{m_n^3}\right]$ NO_x Messung durch die spätere Schwerpunkt- lage. Für die Messung mit Wasserstoff- gespülter Vorkammer sind ebenfalls deutlich größere Verluste zufolge einer unvollständigen Verbrennung durch ein höheres Luftverhältnis im Hauptbrennraum vorhanden. Die Verluste zufolge eines realen Brennverlaufs und zufolge des Wandwärmeeübergangs entsprechen denen der 500 $\left[\frac{mg}{m_n^3}\right]$ NO_x Messung, da die Brennverläufe übereinander liegen.

6.3 Zyklische Schwankungen

In diesem Abschnitt werden die Ergebnisse von Einzelzyklusberechnungen diskutiert. Es wird im Speziellen auf den Zündverzug und auf die Schwankungen der NO_x -Emissionen eingegangen.

6.3.1 Zündverzug

Die zyklischen Zündverzugsschwankungen werden für drei unterschiedliche Messungen verglichen. Die Randbedingungen sind in Tabelle 8 aufgelistet. Bei allen drei Messungen wird die Vorkammer mit Erdgas gespült. Hier wird die Miller- Steuerzeit als Verschiebung des Einlassschlusses um $\Delta^\circ KW$ nach früh gegenüber dem Einlassschluss für maximale Füllung angegeben. Verglichen werden zwei Messungen, die 200 $\left[\frac{mg}{m_n^3}\right]$ NO_x emittieren und eine, die 250 $\left[\frac{mg}{m_n^3}\right]$ NO_x emittiert. Der Zündzeitpunkt ist bei allen dreien der Gleiche.

Mess.Nr.	VK-Größe [-]	ε [-]	Miller Steuerzeit [-]	$\Delta p_{m,i}$ [bar]	NO_x [$\frac{mg}{m_n^3}$]	VK-Energieanteil [%]
1	Serie	ε_{Basis}	Miller 55	Basis	200	Basis
2	1.66 x Serie	+0	Miller 55	+0	200	+0
3	Serie	-0.5	Miller 35	-2	250	-25

Tabelle 8: Randbedingungen

Da die Luft- und Gasmasse gemittelt vorgegeben werden, ergibt sich beinahe keine Schwankung des Luftverhältnisses bei Zündzeitpunkt (vgl. Abbildung 6.12). Erst durch den unterschiedlichen Zündverzug ergeben sich unterschiedliche Luftverhältnisse bei und nach der Verbrennung.

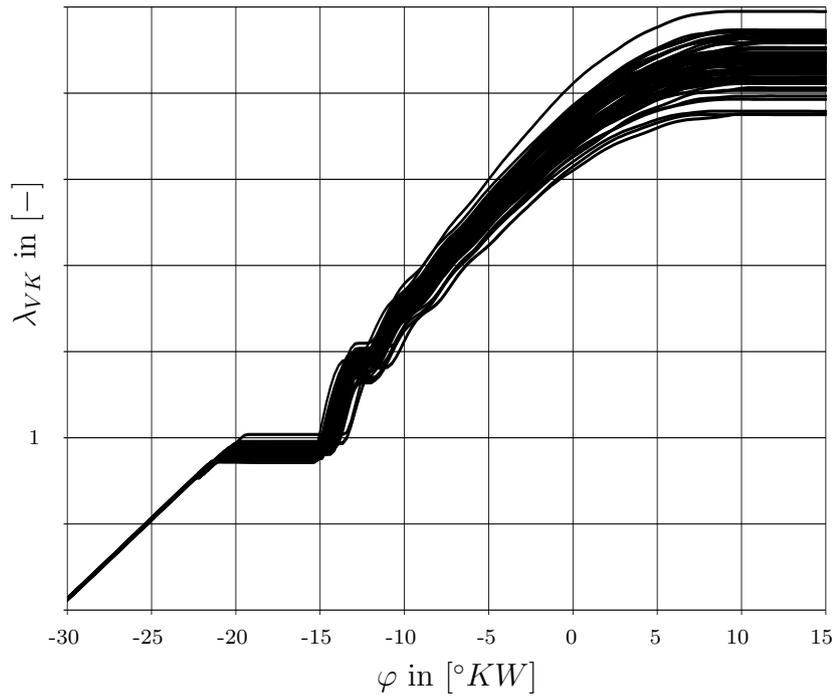


Abbildung 6.12: λ_{VK} für 60 Einzelzyklen

Nach erfolgter Einpassung des Vorkammerbrennverlaufes wird der Zündverzug nach Gleichung 5.8 berechnet. In Abbildung 6.13 sind die Ergebnisse dargestellt. Mit steigendem Luftverhältnis steigt der Zündverzug allgemein an (strichlierte Linie = arithmetisches Mittel).

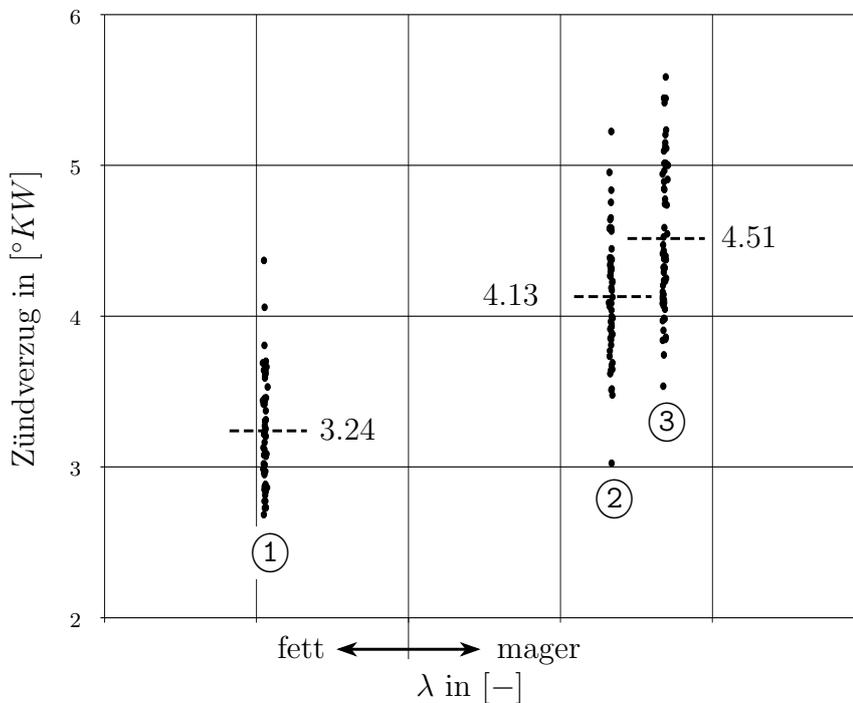


Abbildung 6.13: Zyklische Zündverzugschwankungen

Zur Beurteilung der Schwankungen wird die Darstellung als Boxplot gewählt (Abbildung 6.14). Damit können Ausreißer erkannt werden, die eine objektive Beurteilung verfälschen würden. Die Messung 1 hat einen Extrempunkt als Ausreißer, die Messung 2 zwei. Dabei werden die

zyklischen Schwankungen mit einer Normalverteilung verglichen. Die Ausreißer befinden sich außerhalb eines 99.3%-Bereiches der Normalverteilung. Als Maß für die zyklischen Zündverzugschwankungen wird die Differenz zwischen oberem und unterem Whisker Δ_W herangezogen. Man erkennt, dass die Schwankungsbreite mit zunehmendem Luftverhältnis ansteigt.

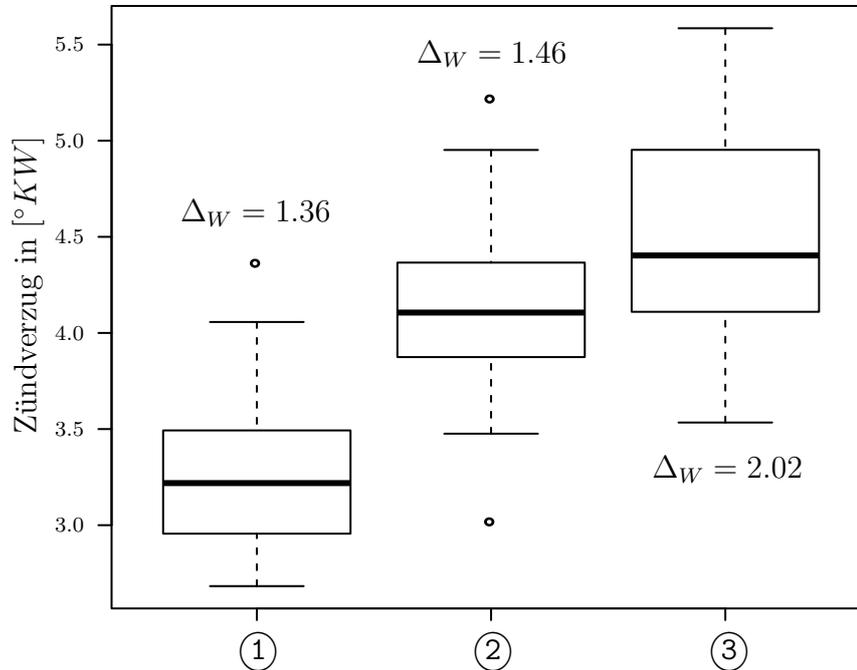


Abbildung 6.14: Boxplots der zyklischen Zündverzugschwankungen

6.3.2 Stickoxide

Um die zyklischen Schwankungen der Stickoxide zu veranschaulichen, werden die zyklischen Brennverläufe und Temperaturen der verbrannten Zone diskutiert. Die Berechnungen basieren auf einer $250 \left[\frac{mg}{m^3_n} \right]$ Messung, die in Abschnitt 6.3.1 mit der Messnummer 3 angeführt ist.

6.3.2.1 zyklische Brennverläufe

In Abbildung 6.15 sind die Brennverläufe der Einzelzyklen des Hauptbrennraums eingezeichnet, welche in der Berechnung mit GT-Power vorgegeben werden. Alle Brennverläufe sind bezogen auf die größte umgesetzte Brennstoffenergie eines Zyklus. Das Maximum der Brennrate des stärksten Zyklus ist um 77% höher als das des schwächsten. Bei einem niedrigen NO_x -Grenzwert wird der Motor äußerst mager betrieben, wodurch es zu diesen großen zyklischen Schwankungen kommt.

In Abbildung 6.16 sind die eingepassten Vibe- Vorkammerbrennverläufe eingezeichnet. Man erkennt in den geringfügig unterschiedlichen Steigungen die optimierte Brenndauer. Die horizontalen Verschiebungen verdeutlichen die zyklischen Zündverzugschwankungen.

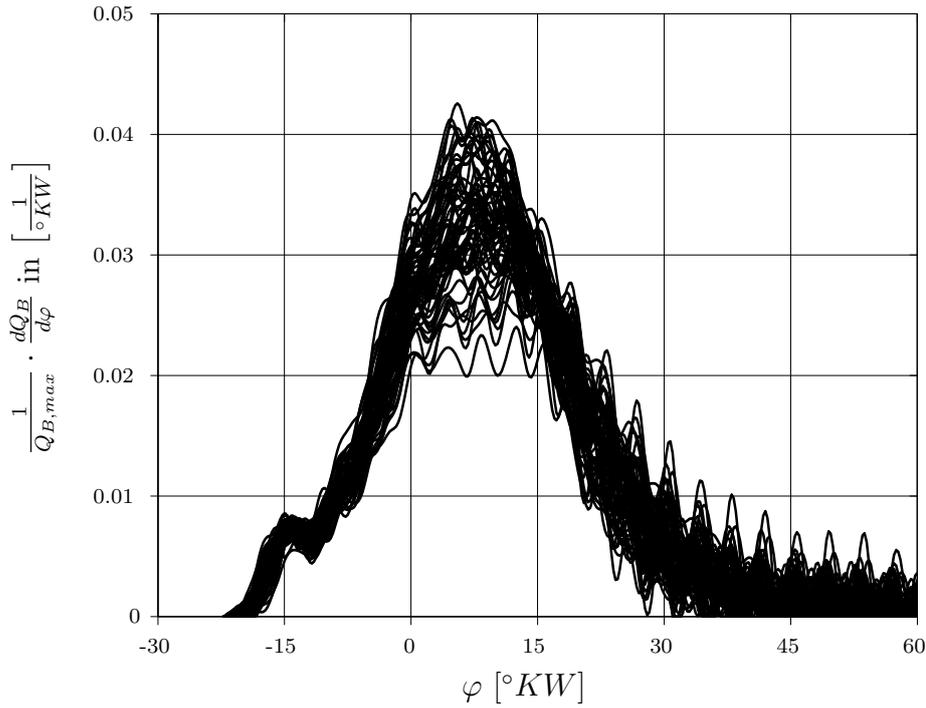


Abbildung 6.15: HBR-Brennverläufe der Einzelzyklen

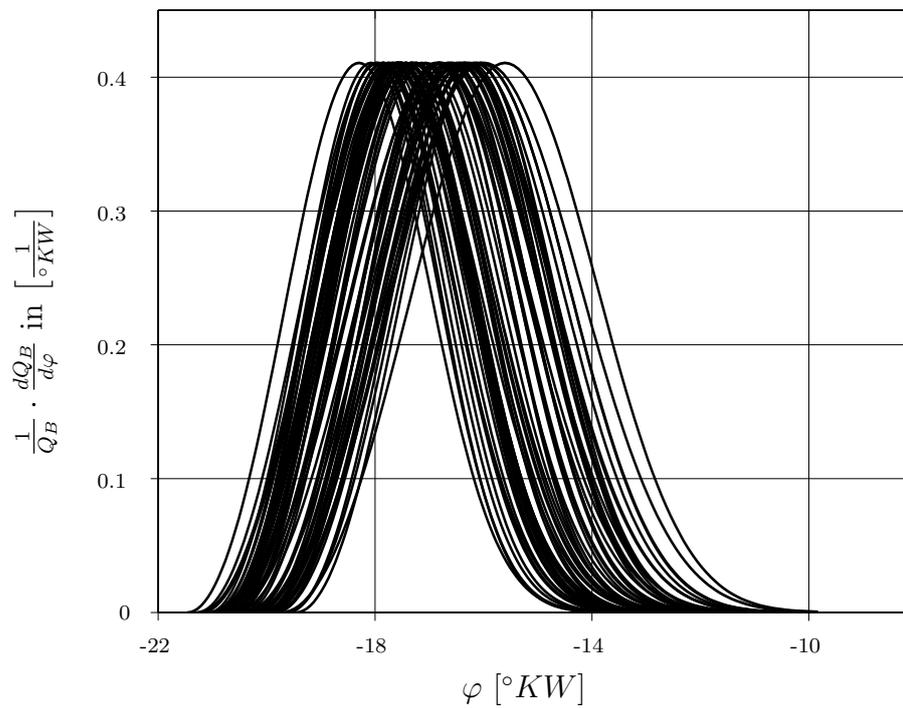


Abbildung 6.16: VK-Brennverläufe der Einzelzyklen

6.3.2.2 Temperaturen der verbrannten Zone und NO_x-Emissionen

In den Abbildungen 6.17 und 6.18 sind die zyklischen Temperaturen der verbrannten Zone für den Hauptbrennraum und für die Vorkammer zu sehen. Die Differenz der Spitzentemperatur des heißesten und des kältesten Zyklus betragen im Hauptbrennraum nur $\Delta T_{v,HBR,max} = 40.5 [K]$ und in der Vorkammer $\Delta T_{v,VK,max} = 49.2 [K]$.

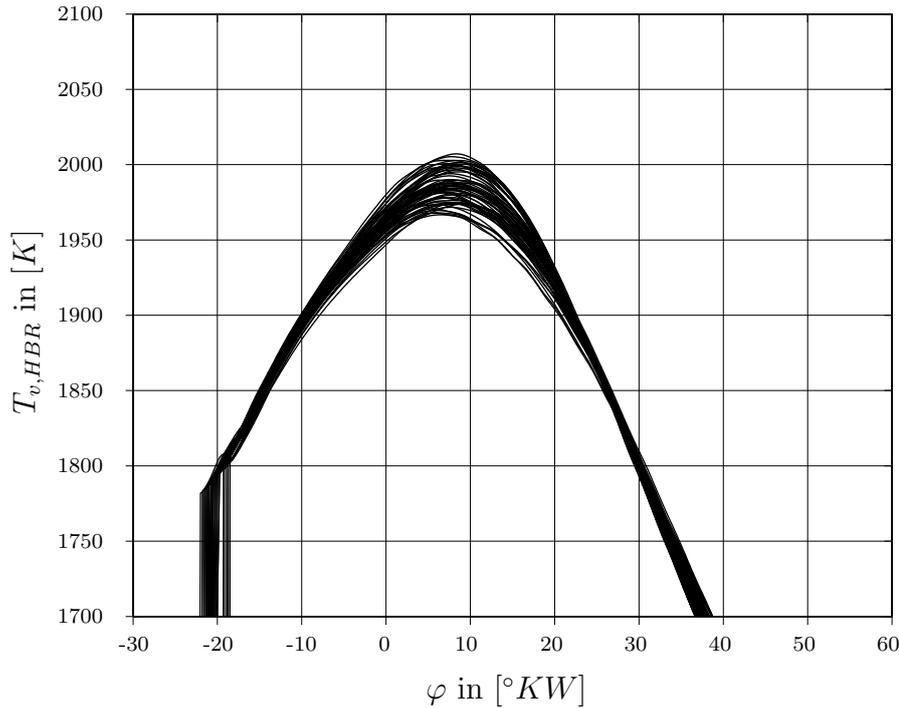


Abbildung 6.17: zyklische Temperaturen der verbrannten Zone im Hauptbrennraum

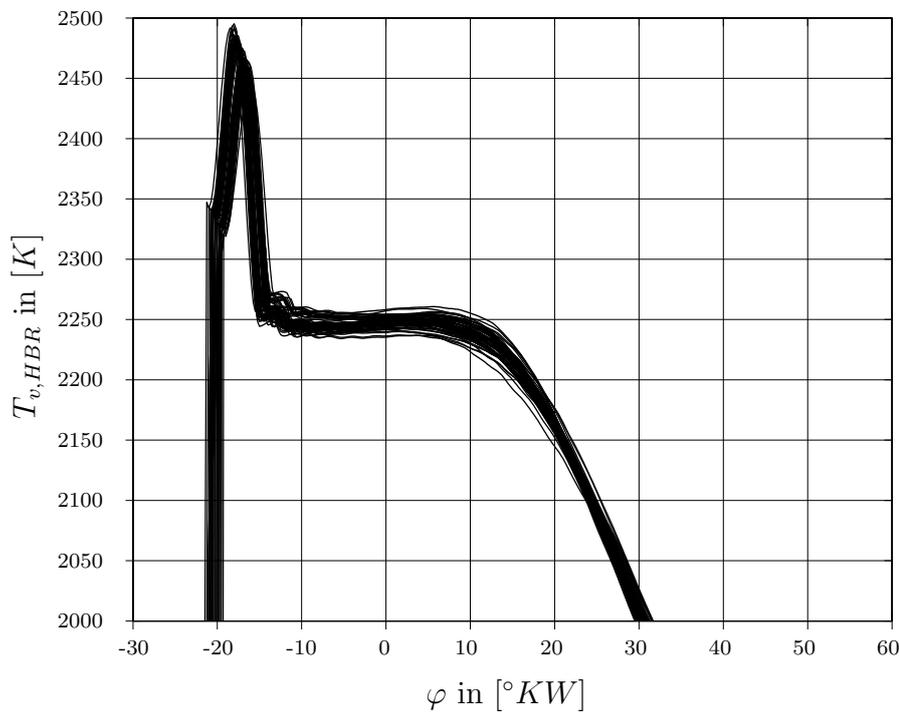


Abbildung 6.18: zyklische Temperaturen der verbrannten Zone in der Vorkammer

Obwohl die Temperaturschwankungen bei den hohen Temperaturen nicht groß erscheinen, resultieren daraus dennoch beträchtliche NO_x - Schwankungen. In den Abbildungen 6.19 und 6.20 sind die Schwankungen der Einzelzyklen prozentuell um den Mittelwert aufgetragen. (Die gelb hinterlegten Zyklen werden im nächsten Abschnitt 6.3.2.3 analysiert.) Die NO_x -Schwankungen der Vorkammer liegen in einem Bereich von $\pm 15\%$, die des Hauptbrennraums sind größer und

liegen in einem Bereich von $\pm 40\%$. Zu erkennen ist ebenfalls der Zusammenhang zwischen Vorkammer und Hauptbrennraum. Zyklen, die hohe Vorkammerstickoxidemissionen hervorbringen, erzeugen ebenfalls hohe Emissionen im Hauptbrennraum. In Summe (VK & HBR) resultieren für diese Messung zyklische Schwankungen von $\pm 30\%$.

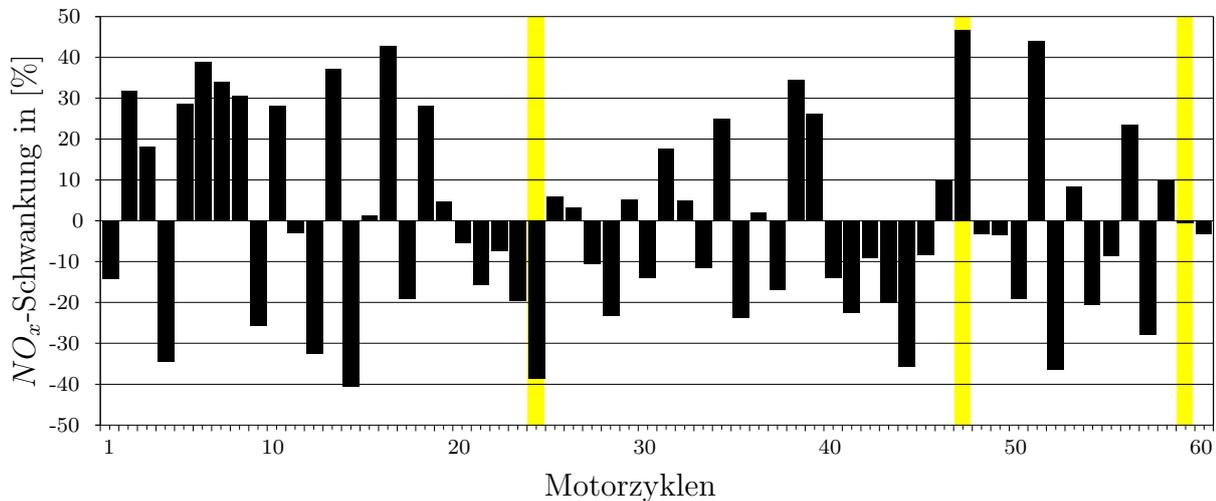


Abbildung 6.19: zyklische NO_x -Schwankungen des Hauptbrennraums

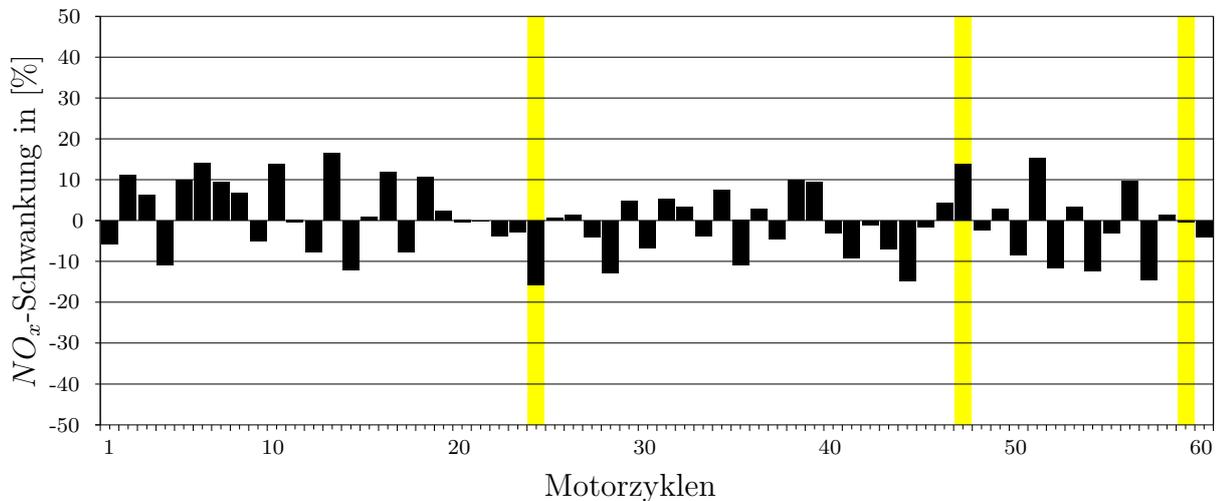


Abbildung 6.20: zyklische NO_x -Schwankungen der Vorkammer

6.3.2.3 Analyse dreier Einzelzyklen

In den Abbildungen 6.19 und 6.20 sind drei Zyklen färbig hinterlegt. Der *Zyklus 24* mit den geringsten NO_x -Emissionen, der *Zyklus 47* mit den höchsten und der *Zyklus 59*, der dem arithmetischen Mittel am nächsten kommt. Diese drei Zyklen werden im folgenden näher analysiert. Alle Ergebnisse stammen aus Berechnungen in GT-Power.

Vorkammerdruck und daraus abgeleitete Kenngrößen

Die Abbildung 6.21 zeigt die Vorkammerdrucküberhöhungen der drei Einzelzyklen. Es ergibt sich eine Druckdifferenz der maximalen Drucküberhöhung von 4.7bar .

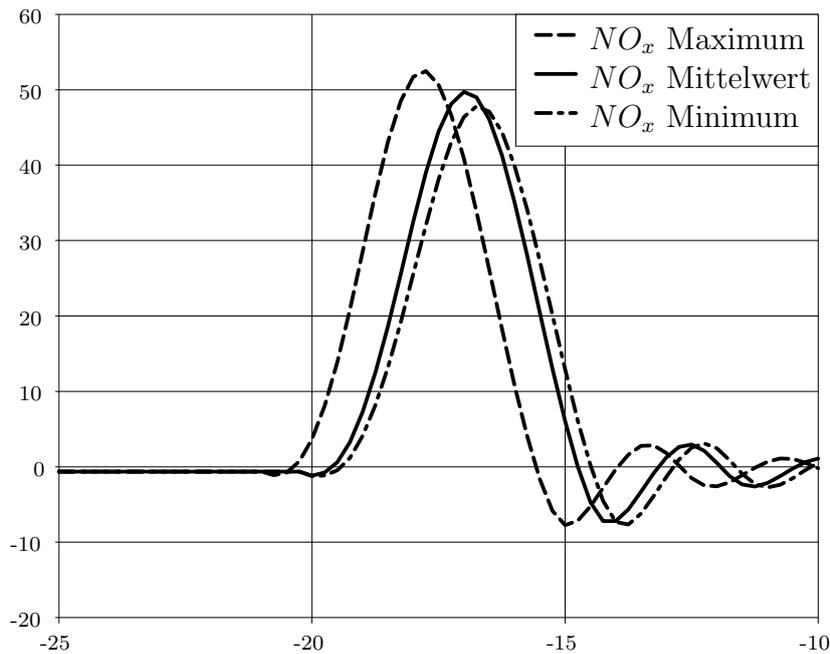


Abbildung 6.21: Drucküberhöhung in der Vorkammer

Aus den Drucküberhöhungen resultiert wiederum der Energieeintrag in den Hauptbrennraum (vgl. Tabelle 9). Für die $250 \left[\frac{mg}{m^3} \right]$ NO_x Messung kommt es zu beträchtlichen Schwankungen im Bereich einiger Prozent. Für den Enthalpieeintrag aus der Vorkammer ergibt sich wieder eine gegenläufige Tendenz analog nach Abbildung 6.9. Zyklen mit niedrigen NO_x -Emissionen weisen einen niedrigen Impuls, eine niedrigere kinetische Energie und einen niedrigeren maximalen Enthalpiefluss auf. Die totale Enthalpie, die während des Vorkammerüberdrucks in den Hauptbrennraum übergeht, ist größer. Das bedeutet, dass mehr Energie in den Hauptbrennraum übertragen wird, dies jedoch nicht so konzentriert erfolgt. Der Zyklus der maximalen NO_x -Emission verhält sich genau gegenläufig.

Zyklus	ΔI_{max} [%]	$\Delta E_{kin,max}$ [%]	ΔH_{tot} [%]	$\Delta \dot{H}_{tot,max}$ [%]
$NO_{x,min}$	-2.4	-4.1	+0.7	-1.9
$NO_{x,Mittelwert}$	Basis = 100%			
$NO_{x,max}$	+2.3	+6.2	-2.0	+1.6

Tabelle 9: druckgetriebene Kenngrößen zur Entflammung des Hauptbrennraums

In Tabelle 10 sind die Differenzen der Energieanteile, des Luftverhältnisses, des Zündverzuges und der Schwerpunktlage eingetragen. Addiert man den Energieanteil aus dem Hauptbrennraum φ_{EG} und den Energieanteil aus der Vorkammer φ_{VK} , so kommt man zu dem Ergebnis, dass die Energie der Vorkammer für den Zyklus minimaler NO_x geringfügig höher ist. Die des Zyklus maximaler NO_x ist niedriger. Daher scheint die Tendenz des Energieeintrages ΔH_{tot} plausibel. Allerdings hat der Motorzyklus mit minimalen NO_x -Emissionen einen höheren Energieanteil aus dem Hauptbrennraum, als der mit maximalen Emissionen. Wenn im Verhältnis mehr Energie aus dem Hauptbrennraum herrührt, bedeutet das, dass mehr mageres Gemisch zurückgedrückt wird. Das Luftverhältnis bei Zündzeitpunkt ist höher, der Zündzeitpunkt steigt

und die Vorkammerverbrennung dauert länger. Daher ist der Impuls in den Hauptbrennraum geringer. Die Schwerpunktlage des Hauptbrennraumes wandert deutlich nach spät. Genau anders herum verhält es sich beim Motorzyklus mit maximalen NO_x -Emissionen.

Zyklus	φ_{EG} [Δ]	φ_{VKG} [Δ]	$\lambda_{VK,ZZP}$ [Δ]	ZV_{VK} [$\Delta^\circ KW$]	SPL_{HBR} [$\Delta^\circ KW$]
$NO_{x,min}$	+0.000	-0.003	+0.002	+0.162	+3.590
$NO_{x,Mittelwert}$	Basis				
$NO_{x,max}$	-0.016	+0.002	-0.001	-0.725	-2.576

Tabelle 10: weitere Kenngrößen

Die unterschiedlichen Zündverzögerungen und Schwerpunktlagen führen schließlich zu Schwankungen der Vorkammerstickoxide von $\pm 15\%$ und zu Schwankungen des Hauptbrennraumes von -40% bis $+50\%$.

Zyklus	$NO_{x,VK}$ [%]	$NO_{x,HBR}$ [%]
$NO_{x,min}$	-15.53	-38.30
$NO_{x,Mittelwert}$	Basis	
$NO_{x,max}$	+14.24	+47.61

Tabelle 11: maximale NO_x -Spreizung

7 Zusammenfassung und Ausblick

Diese Diplomarbeit brachte einige Ergebnisse hervor. Es konnte ein gutes Verständnis für verschiedene Vorkammerspülgase erarbeitet werden. Die Diplomarbeit war gelegentlich auch mit Schwierigkeiten und Rückschlägen verbunden. In diesem Kapitel sollten noch einmal ein Überblick über die wichtigsten Arbeitsschritte und eine Zusammenfassung der Ergebnisse aufgezeigt werden. Anschließend wird ein Ausblick zu fortführenden Arbeiten gewährt.

7.1 Arbeitsschritte und Ergebnisse

Einarbeitungsphase

Zuerst erfolgte ein Sich-vertraut-machen mit den Grundlagen eines Gasmotors und das Einlesen in die Stickoxidbildung. Zudem war eine Einarbeitung in das Motorprozessrechenprogramm GT-Power notwendig.

Reformergase

Anschließend erfolgte eine Recherche zu Reformergasen. Eine geeignete Auswahl sollte analysiert werden. Schon bald stellte sich heraus, dass auf Grund zu vieler offener Eingangsparameter eine Vorausberechnung eines „unbekannten Vorkammerspülgases“ nicht möglich war. Die größte Schwierigkeit liegt darin, einen Brennverlauf für eine beliebige Gaszusammensetzung anzunehmen, wenn dieser nicht aus einer Messung analysiert werden kann. Es wurde im Weiteren auf bestehende Messungen zurückgegriffen.

Modelländerungen in GT-Power

Parallel dazu wurden ersten Analysen der Messungen am SCE in GT-Power durchgeführt. Es erfolgten zahlreiche Änderungen im Modell. Um Eingabefehler zu vermeiden, wurde das Vorgehen systematisiert und die Auswertung weitest möglich automatisiert. Die Stickoxidberechnung wurde in GT-Power implementiert, die Gaseinblasung und das Röhrenwerk der Zu- und Ableitung wurden umgestellt, der Vorkammerbrennverlauf wird nun iterativ gefunden. Einige Zeit wurde investiert, um die NO_x -Aufteilung zwischen Vorkammer und Hauptbrennraum zu validieren. Die Aufteilung birgt einige Schwierigkeiten: Sie ist nicht messtechnisch erfassbar. Sie ändert sich für andere Betriebszustände, andere Vorkammern und -Größen, andere Vorkammergasmengen, andere Vorkammergase, ... Sie kann mittels 3d-CFD Rechnung bestimmt werden. Allerdings ist das für eine größere Anzahl an Berechnungen kein gangbarer Weg. Also wurden mehrere Möglichkeiten zur Bestimmung der Aufteilung erdacht, von denen jedoch keine zufriedenstellend war. In diesem Punkt sind noch weitere Forschungen nötig.

Motorprozessrechnung mit GT-Power

Schließlich wurden einige Berechnungen unterschiedlicher Vorkammergase und Motorbetriebskonfigurationen durchgeführt. Dabei zeigt eine Wasserstoff- gespülte Vorkammer durchaus ein Potential zur NO_x -Reduktion, das größte Potential konnte allerdings für die Reformergas- gespülte Vorkammer berechnet werden. Es wurde auch eine Wasserstoff- Gemisch- gespülte Vorkammer untersucht. Sie hat ebenfalls ein deutliches Potential zur NO_x -Reduktion. Allerdings müssen diese Ergebnisse noch durch weitere Untersuchungen abgesichert werden.

Es wurden auch drei Berechnungen zu den zyklischen Schwankungen durchgeführt. Durch die iterative Vorkammerbrennverlaufseinpassung erwiesen sich diese sogar für die 0d-Motorprozessrechnung/1d-Ladungswechselrechnung als äußerst aufwendig. Es konnte gezeigt werden, dass der Zündverzug und die zyklischen Schwankungen des Zündverzuges für höhere λ -Werte in der Vorkammer steigen. Die zyklischen Stickoxidschwankungen verdeutlichen gut die hohe Sensibilität der NO_x -Emissionen auf die Temperatur.

7.2 Ausblick

Berechnung

Die Vorkammerbrennverlaufseinpassung kann weiter verbessert werden. Über die Steigung des Vorkammerüberdruckes könnte eine Anpassung des Vibe-Formfaktors m erfolgen. Weiters muss für eine Analyse der zyklischen Schwankungen überlegt werden, wie die Berechnung beschleunigt werden kann. Eine Unsicherheit im aktuellen Modell besteht darin, dass die Flammenfackeln durch das Überströmen in den Hauptbrennraum nicht abgebildet sind. Zudem geht die Motorprozessrechnung jeweils von einer homogenen Vorkammer und einem homogenen Hauptbrennraum aus, was jedenfalls durch das Überströmen nicht zutrifft. Diese Einflüsse müssen mit 3d-CFD Berechnungen beurteilt werden.

Reformergas

Es wurde der Betrieb mit Reformergas untersucht, allerdings wurde der Reformer nicht mitmodelliert. Für weitere Untersuchungen muss der Reformer mitmodelliert werden. Entscheidend dabei wird die Kühlung des Reformergases sein, bevor es zur Vorkammerspülung verwendet wird. Da das Reformergas mit ca. 800°C aus dem Reaktor austritt, würde es ansonsten zu inakzeptablen Stickoxidemissionen und zur thermischen Zerstörung der ohnehin hoch belasteten Vorkammer kommen. Diese Untersuchungen müssen mit einem Reformerprüfstand abgesichert werden.

Wasserstoff

Bei einem Vergleich mit gleichem Zündzeitpunkt wird für die H_2 -gespülte Vorkammer der Hauptbrennraum immer früher entflammt. Durch die frühe Schwerpunktlage entstehen hohe Temperaturen, die durch ein erhöhtes λ kompensiert werden müssen. Dadurch steigen die Ladungswechselverluste. Um einen aussagekräftigen Vergleich mit einer Erdgas-gespülten Vorkammer anzustellen, müssen daher Punkte mit gleicher Schwerpunktlage verglichen werden. Hat nach diesem Vergleich der Wasserstoff Vorteile, müssen die technische Durchführbarkeit, die Sicherheit und zuletzt die Wirtschaftlichkeit genauer untersucht werden.

Literaturverzeichnis

- [1] MERKER G.P., SCHWARZ C. und TEICHMANN R.: *Grundlagen Verbrennungsmotoren*
Springer 5. Auflage, 2012
- [2] HAUSBERGER S. und SAMS TH.: *Vorlesungsskriptum Schadstoffbildung und Emissions-
minimierung*
Technische Universität Graz, 2009
- [3] <http://de.wikipedia.org/wiki/Stickstoffmonoxid>,
besucht am 22.10.2012
- [4] <http://de.wikipedia.org/wiki/Stickstoffdioxid>,
besucht am 22.10.2012
- [5] <http://www.umweltbundesamt.at/umweltsituation/luft/luftschadstoffe/nox/>,
besucht am 22.10.2012
- [6] [http://www.bmwfj.gv.at/Unternehmen/gewerbetechnik/Seiten/
Beurteilungsgrundlagen.aspx](http://www.bmwfj.gv.at/Unternehmen/gewerbetechnik/Seiten/Beurteilungsgrundlagen.aspx),
besucht am 31.10.2012
- [7] BERAN R.: *Dissertation Möglichkeiten und Grenzen einer druckgeführten Motorregelung
für Großgasmotoren*
Technische Universität Graz, 6, 2001
- [8] WIMMER A.: *Vorlesungsskriptum Thermodynamik des Verbrennungsmotors*
Technische Universität Graz, 2011
- [9] HERDIN G. und HERDIN R.: *Skriptum Grundlagen Gasmotoren*
Professional Gas Engine Solutions G.m.b.H.
- [10] KLELL M. und DE JAEGHER P.: *Vorlesungsskriptum Höhere Thermodynamik*
Technische Universität Graz, 2011
- [11] PATTAS K. und HÄFNER G.: *Stickoxidbildung bei der ottomotorischen Verbrennung*
Motortechnische Zeitschrift, 12, 1973
- [12] PUCHER M. und ZINNER K.: *Aufladung von Verbrennungsmotoren* Springer 4. Auflage,
2012
- [13] [http://www.fvee.de/fileadmin/publikationen/Themenhefte/th1999/th1999_02_
09.pdf](http://www.fvee.de/fileadmin/publikationen/Themenhefte/th1999/th1999_02_09.pdf),
besucht am 27.01.2013
- [14] WIMMER A.: *Vorlesungsskriptum Motorenmesstechnik*
Technische Universität Graz, 2011
- [15] CHMELA F., DIMITROV D. und WIMMER A.: *Simulation der Verbrennung bei
Vorkammer-Großgasmotoren*
11. Tagung Der Arbeitsprozess des Verbrennungsmotors, 2007
- [16] *VDI Wärmeatlas* Springer 10. Auflage, 2006

Abbildungsverzeichnis

1.1	NO _x -Wirkungsgrad-Trade-Off[7]	11
2.1	Prinzipdarstellung eines Vorkammergasmotors	12
2.2	Fahrbarkeitsbereich des Magermotors[9]	13
2.3	Lambda in der Vorkammer für verschiedene Betriebsvarianten[7]	15
2.4	schematischer NO _x -Bereich für Vorkammer und Hauptbrennraum	16
2.5	Reaktionsgeschwindigkeit	18
2.6	Schema Kinetik vs. chemisches Gleichgewicht	18
2.7	Miller-Steuerzeit	22
2.8	idealisiertes pV-Diagramm für Miller Cycle	23
3.1	Prinzip des autothermen Reformers	25
3.2	Gesamtsystem Reformer-Motor	25
3.3	L_{min} in $\left[\frac{kg_L}{kg_{Br}}\right]$ für die drei Brennstoffkomponenten	27
3.4	λ_{VK} unterschiedlicher Gemische	27
4.1	Laufzeit vom Motor bis zum CLD-Analysator	30
4.2	Fehler bei Nicht-Berücksichtigung der Gaslaufzeit	30
4.3	schematisches Zweizonenmodell (ohne Vorkammer)	31
4.4	Temperaturen der verbrannten und unverbrannten Zone	32
5.1	Ausgangsmodell des SCE	35
5.2	Vergleich Ventilhub aus Messung und Massenstrom der Simulation	37
5.3	verbesserte Übereinstimmung im niederen Druckbereich	37
5.4	Berechnung der Verschiebung des Vorkammerbrennverlaufes	39
5.5	Berechnung der Dehnung/Stauchung des Vorkammerbrennverlaufes	39
5.6	Berechnung der Änderung des Strömungsbeiwertes zwischen VK und HBR	40
5.7	Differenzfläche als Gütekriterium	40
5.8	Mittlere Abweichung über Iterationen	41
5.9	Schaltbild des Modells nach diversen Änderungen	42
5.10	analysierter Brennverlauf vorbereitet für die Motorprozessrechnung, normiert und daraus berechneter Summenbrennverlauf	43
5.11	dynamische Viskosität und Wärmeleitfähigkeit für ein Reformergas	45
5.12	Prinzip der Sauerstoffkorrektur	46
5.13	Massenfluss beim Spülen der Vorkammer in der Überströmbohrung	48
5.14	Vergleich des berechneten Luftverhältnisses mit dem Luftverhältnis der GT-Ausgabe	48
5.15	λ -Berechnung im User Model	50
5.16	Enthalpiestrom aus der Vorkammer	51
6.1	Brennverlauf und Summenbrennverlauf für den Hauptbrennraum	54
6.2	Aufteilung der Vorkammerenergie zu ZZP	55
6.3	berechnete Verläufe der Drucküberhöhungen	56
6.4	Temperatur der verbrannten Zone im Hauptbrennraum	57
6.5	Temperatur der verbrannten Zone in der Vorkammer	58
6.6	Brennverläufe des Hauptbrennraums	60
6.7	Aufteilung der Vorkammerenergie zu ZZP	61
6.8	berechnete Vorkammerdruckverläufe	61
6.9	Vergleich der Enthalpieströme aus der Vorkammer	62
6.10	Temperaturen der Verbrannten Zone im Hauptbrennraum	63
6.11	Temperaturen der Verbrannten Zone in der Vorkammer	64
6.12	λ_{VK} für 60 Einzelzyklen	66

6.13	Zyklische Zündverzugsschwankungen	66
6.14	Boxplots der zyklischen Zündverzugsschwankungen	67
6.15	HBR-Brennverläufe der Einzelzyklen	68
6.16	VK-Brennverläufe der Einzelzyklen	68
6.17	zyklische Temperaturen der verbrannten Zone im Hauptbrennraum	69
6.18	zyklische Temperaturen der verbrannten Zone in der Vorkammer	69
6.19	zyklische NO _x -Schwankungen des Hauptbrennraums	70
6.20	zyklische NO _x -Schwankungen der Vorkammer	70
6.21	Drucküberhöhung in der Vorkammer	71
8.1	abgeändertes GT-Power Modell	78

Tabellenverzeichnis

1	Gaskenngrößen	54
2	druckgetriebene Kenngrößen zur Entflammung des Hauptbrennraums	56
3	Größen, die auf die Verbrennung Einfluss nehmen	57
4	Stickoxidemissionen	58
5	druckgetriebene Kenngrößen zur Entflammung des Hauptbrennraums	62
6	Größen, die auf die Verbrennung Einfluss nehmen	63
7	Stickoxidemissionen	65
8	Randbedingungen	65
9	druckgetriebene Kenngrößen zur Entflammung des Hauptbrennraums	71
10	weitere Kenngrößen	72
11	maximale NO _x -Spreizung	72

8 Anhang

8.1 Aktuelles GT-Power Modell

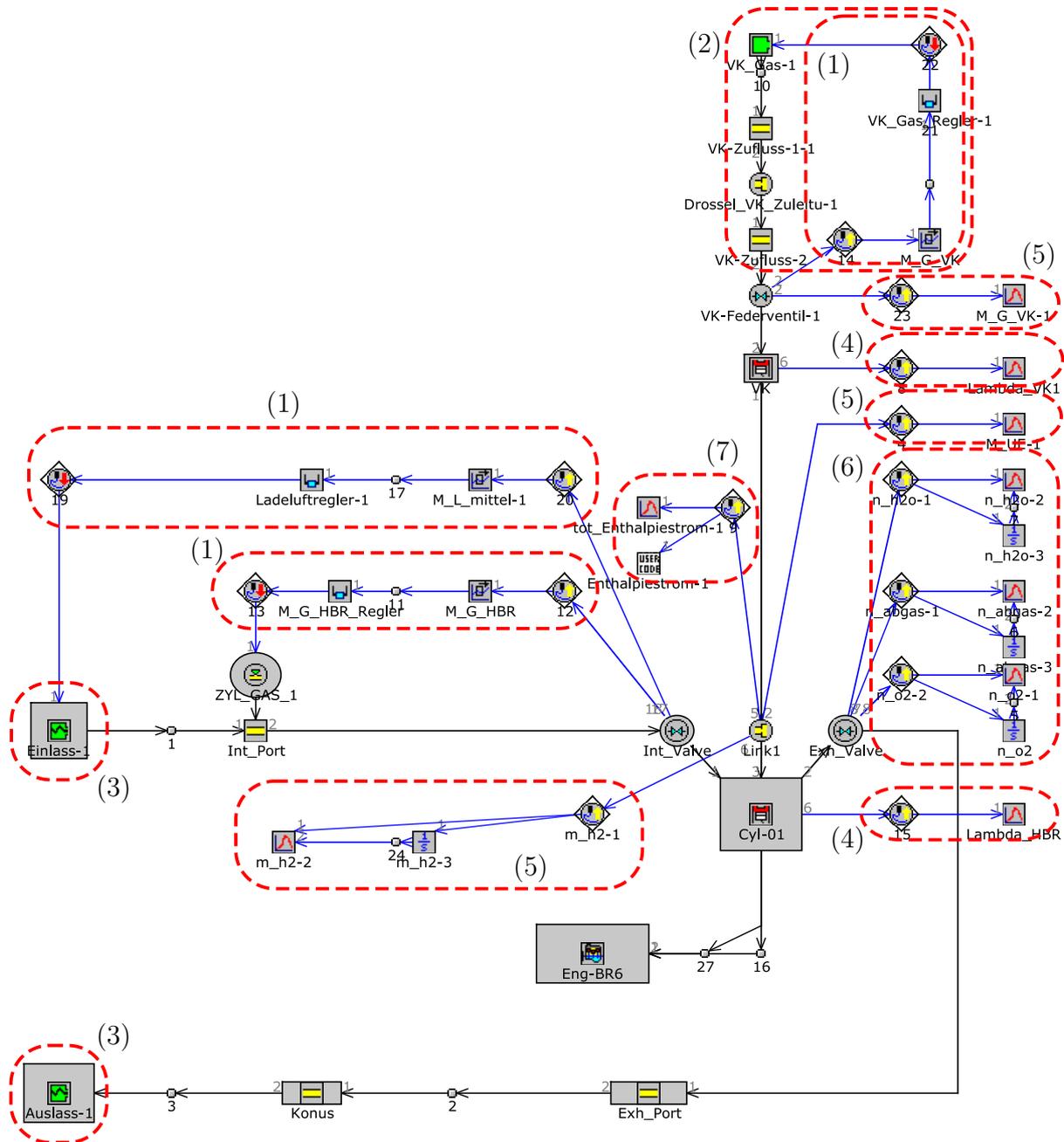


Abbildung 8.1: abgeändertes GT-Power Modell

- (1) ... Massenregelung
- (2) ... druckgeregelter Vorkammer-Gaseinblasung
- (3) ... Ansaugdruck aus Indiziermessung vorgegeben
... Abgasgedruck aus Indiziermessung vorgegeben
- (4) ... λ -Messung
- (5) ... Massenstrom- und Speziesmassenstrommessung
- (6) ... Abgaszusammensetzung zur Umrechnung der NO in $\left[\frac{mg}{m^3} \right]$
- (7) ... überströmende totale Enthalpie