

Schlussbericht, 24. Juni 2004

# Erarbeitung eines thermodynamisch basierten Modellierungsverfahrens für den Otto-DI Verbrennungsprozeß

Autor und Koautoren	Dr. Thomas Koch, Dr. Katharina Schänzlin, Prof. Dr. Konstantinos Boulouchos
beauftragte Institution	Laboratory of Aerothermochemistry and combustion systems LAV
Adresse	Institute of Energy Technology, IET ETH Zentrum Clausiusstrasse 33 CH-8092 Zürich
Telefon, E-mail, Internetadresse	01-632 56 48, <a href="mailto:boulouchos@lav.mavt.ethz.ch">boulouchos@lav.mavt.ethz.ch</a> , <a href="http://www.lav.ethz.ch">www.lav.ethz.ch</a>
BFE Projekt-/Vertrag-Nummer	27525
Dauer des Projekts (von – bis)	1.9.1998 – 31.12.2001

## Zusammenfassung

Im Rahmen des FVV Forschungsvorhabens "Erarbeitung eines thermodynamisch basierten Modellierungsverfahrens für den Otto-DI-Verbrennungsprozess" ist am Laboratorium für Aerothermochemie und Verbrennungssysteme LAV der ETH Zürich das umfangreiche Modell Codino zur Beschreibung von Einspritzung, Gemischbildung, Verbrennung und Stickoxidentstehung in einem direkteingespritzten Ottomotor entwickelt worden. Codino (Combustion of Otto-DI with NO formation) wurde auf einer PC Plattform komplett neu entworfen und erlaubt die Berechnung des Hochdruckprozesses in der Grössenordnung von wenigen Sekunden.

Zahlreiche Experimente und dreidimensionale Simulationen dienten hierbei als Grundlage zur Erarbeitung eines Grundverständnisses der Gemischbildungs- und Verbrennungsvorgänge im Brennraum. Physikalische ähnliche Vorgänge in wand- und luftgeführten Brennverfahren lassen die für den Anwendungsfall des strahlgeführten Brennverfahrens entwickelten Ansätze für Gemischbildung und Verbrennung übertragbar erscheinen

Im experimentellen Bereich wurde der Motorenprüfstand inklusive Einzylinder-Forschungsmotor mit Benzindirekteinspritzung (M111-Ableitung) aufgebaut und in Betrieb genommen. Es wurden zahlreiche, speziell auf die Fragestellung angepasste Messmethoden zur zielgerichteten Untersuchung der physikalisch-chemischen Vorgänge während der Einspritzung und Verbrennung im Aggregat entwickelt. Mit diesem Messtechnikpool konnten weitreichende Erkenntnisse über das Brennverfahren und die Haupteinflussparameter auf die geschichtete Verbrennung erarbeitet werden.

Als wichtiges Diagnostikwerkzeug wurde die Ionenstromsondentechnik implementiert, indem der Brennraum mit 16 Sonden ausgestattet wurde. Somit konnte die lokale Flammverteilung in Bezug zur globalen Energieumsetzung gestellt werden. Gleichzeitig wurde ein neuartiges Endoskopieverfahren sowohl zur Visualisierung der Flammpropagation als auch der Sprayausbreitung entwickelt, welches speziell für schwer zugängliche Brennräume geeignet ist.

Die Bestimmung der Temperatur sowie des Luft-Kraftstoff-Verhältnisses in der aktuellen Reaktionszone erfolgte mit Hilfe der Zwei-Farben-Methode. Diesen Untersuchungen wurden Russuntersuchungen im Abgasstrang (SMPS, DC, PAS, Coulometrie, Gravimetrie) zu Vergleichszwecken gegenübergestellt, wobei sich weitgehende Übereinstimmungen ergaben.

Zusätzlich wurden Untersuchungen mit Hilfe der Spektrographie zur Darstellung der spektralen Flammstrahlung durchgeführt. Ausserdem erfolgte die Durchführung von Aufnahmen des Flammleuchtens mit Hilfe der Dioden- bzw. Lichtleitertechnik sowie der Lichtleiterzündkerze. Diese Lichtentwicklung wurde in Bezug zur Wärmeentwicklung gesetzt.

Die Untersuchungen erfolgten trotz der Vielzahl an Messmethoden in einem weitreichenden Kennfeldbereich ausgehend von zwei Sternpunkten unter Variation der typischen motorischen Parameter wie z.B. Last, Drehzahl, Zündzeitpunkt, Einspritzbeginn, Kraftstoffdruck, Drall, Luft-Kraftstoff-Verhältnis, Abgasrezirkulationsrate.

Durch die Anwendung dieses Messtechnikpools in diesem umfassenden Kennfeldbereich ergab sich ein sehr gutes Verständnis über die Gemischbildung und die Verbrennung. Diese Untersuchungen dienten als Basis für die Modellierung des Zwei-Zonen-Modells Codino und sind als notwendige Grundlage dafür und auch für die Generalisierung auf andere Motoren mit ähnlichem, strahlgeführten Brennverfahren von äusserster Wichtigkeit.

Die dreidimensionalen Simulationen der Gemischaufbereitung sind mit KIVA 3 durchgeführt worden. Zur Kalibrierung der Spraymodelle wurden an einer Hochtemperaturdruckzelle Einspritzungen unter definierten Randbedingungen durchgeführt. Anschliessend wurden, ausgehend von einem Standardfall, insgesamt neun Variationen von Systemparametern für den Anwendungsfall der Einspritzung in den Brennraum des Forschungstriebwerkes M111 berechnet.

Die so gewonnenen, unabdingbaren Erkenntnisse flossen in Codino mit ein, welches alle relevanten physikalischen Phänomene der Gemischaufbereitung berücksichtigt.

Die Verwendung des thermodynamischen Zwei-Zonen-Modells mit einem erweiterten Zeldovich Mechanismus erlaubt die Berechnung der NO-Bildung und Konzentrationen. Zur Bestimmung der Konzentrationen der einzelnen Spezies wurde ein Gleichgewichtslöser aus der CHEMKIN-Familie implementiert.

Das verwendete Modell ist für die Systemgrenzen eines geschlossenen Systems entwickelt worden, das heisst für den Hochdruckprozess vom Zeitpunkt 'Einlassventil schliesst' bis zum Zeitpunkt 'Auslassventil öffnet'.

Nach einer Kalibrierung des Ansatzes für eine motorspezifische Konfiguration werden ausschliesslich 6 physikalisch basierte Parameter an betriebspunktcharakteristische Gegebenheiten, wie beispielsweise dem Gemischzustand an der Verbrennungsfront, angepasst. Die betriebspunktabhängige Variation dieser Parameter ist jedoch immer nachvollziehbar und systematisch.

Für Variationen von Last, Zündzeitpunkt, Einspritzdruck, Drehzahl, Drall, AGR, Liefergrad, der Zündkerzenposition und einem Verschieben von Einspritzung und Zündzeitpunkt wurden im Schichtbetrieb sehr gute Simulationsresultate errechnet.

Im Homogenbetrieb wurde für Variationen von Last, Drall,  $\lambda$ , AGR, Drehzahl und Zündzeitpunkt ebenfalls sehr gute Simulationsresultate erreicht.

Für die Einbindung in das Kennfelderstellungsprogramm zur Bereitstellung des Modells für die Gesamtprozessanalyse war eine Erweiterung mit einer Ladungswechselberechnung notwendig.

Hierfür wurde der Gasaustausch über die Ein- und Auslassventile implementiert. In Kombination mit einem linearen Interpolationsansatz zur Bestimmung der betriebspunktabhängigen Parameter war damit schliesslich eine Berechnung eines kompletten Kennfeldes möglich.

Insgesamt kann festgehalten werden, dass sämtliche Ziele des Projektes voll erreicht worden sind.

Zum ersten wurde ein umfassendes Verständnis aufgebaut und durch die intensive Kopplung von teilweise novitären, hauptsächlich optikbasierten Technologien und 3D-Rechnungen weltweit erstmalig ein detaillierteres Verständnis der entscheidenden Vorgänge und Wechselwirkungen zwischen Strömungsfeld, Einspritzung, Kraftstoffstrahlausbreitung, Verdampfung, Gemischaufbereitung, Zündung, Entflammung, Verbrennung und Schadstoffbildung erarbeitet worden ist.

Die entscheidenden Aussagen lassen sich hierbei wie folgt zusammenfassen:

- 3D-Berechnungen demonstrieren, dass im Inneren des Sprays der Hohlkegeleinspritzdüse eine intensive Gemischaufbereitung stattfindet und sich dort die fettesten Gemischanteile aufhalten, die zur Peripherie der Gemischwolke hin abmagern.
- Bedingt durch Transport- und Gemischaufbereitungsvorgänge ist der Gemischzustand an der Zündkerze zeitlich nicht konstant. Es werden dort typischerweise zunächst sehr fette Gemischwolken vorbeibewegt, die noch nicht zündbar sind. Im Verlauf der Zeit magern diese kontinuierlich über die Zündgrenzen hinaus ab. Diese Vorgänge sind die Ursache für die Existenz eines optimalen Zündfensters.
- Daraus lässt sich ableiten, dass eine Verbrennung nicht nur entlang einer kegelartigen Sprayoberfläche, sondern auch im obgleich deutlich fetteren Inneren der Gemischwolke stattfindet.
- Umfangreiche optische und numerische Untersuchungen legen den Schluss nahe, dass im Schichtbetrieb eine vorgemischte und eine mischungskontrollierte Verbrennung miteinander koexistieren. Nichtsdestotrotz dominiert auch im Schichtbetrieb der vorgemischte Anteil der Verbrennung

- Vor allem bei sehr niedrigen Lasten unterscheidet sich die Wärmeentwicklung zwischen Schicht- und Homogenbetrieb stark. Im Schichtbetrieb wird ein deutlich schnellerer Anstieg der Wärmeentwicklung nach dem Zündzeitpunkt beobachtet. Für dieses Verhalten gibt es zahlreiche Gründe:
  - Der leicht understöchiometrische Gemischzustand im Schichtbetrieb ermöglicht hohe Flammengeschwindigkeiten.
  - Die kinetische Energie des Einspritzstrahles dient als Generator zusätzlicher turbulenter kinetischer Energie. Ein Anstieg der Turbulenzintensität bewirkt zudem einen Anstieg der turbulenten Flammengeschwindigkeit.
  - Die aufgrund der Entdrosselung erhöhten Dichten im Brennraum führen bei gleicher Flammenfrontfläche und gleicher Flammengeschwindigkeit zu deutlich grösserem Energieumsatz im Schichtbetrieb im Vergleich zum Homogenbetrieb.
  - eine wesentliche zusätzliche Ursache für ein verbessertes Brennverhalten ist der aufgrund der Entdrosselung deutlich geringere Restgasanteil im Zylinder.
- Durch die Koexistenz von hauptsächlich fetter Vormischverbrennung und Diffusionsverbrennung werden Rußemissionen emittiert. Die Höhe dieses Ausstosses ist abhängig vom Verbrennungsluftverhältnis in der Reaktionszone.
- Beobachtet wurde zudem ein schlechteres Durchbrennverhalten im Schichtbetrieb. Grund hierfür sind die sehr mageren Randbereiche der Kraftstoffwolke, in die die Flamme nur sehr langsam vordringen kann.
- Der Hauptnachteil des untersuchten strahlgeführten Brennverfahrens liegt eindeutig in der ausgeprägten Abhängigkeit der Gemischbildungsvorgänge vom Strömungsfeld im Brennraum. Drehzahl und Drallvariationen bewirken ein deutlich variierendes Verhalten des Hochdruckprozesses und benötigen für jede geänderte Konfiguration eine komplett neue Einstellung der einspritz- und zündcharakteristischen Parameter.

Ausserdem wurde mit Codino ein Werkzeug neu entwickelt, welches in der Lage ist, die charakteristischen Vorgänge des Hochdruckprozesses, insbesondere die Verbrennung im Schichtbetrieb, vorauszuberechnen. Zusätzlich zur ursprünglich angestrebten Berechnung des direkteingespritzten Homogen- und Schichtbetriebes ist Codino zudem ebenfalls für Berechnungen im saugrohreingespritzten Betrieb anwendbar. Eine sehr gute Übereinstimmung berechneter mit experimentell bestimmten Grössen wurde erreicht. Zudem wurde eine Einbindung in die Gesamtprozessanalyse vorgenommen.

Sämtliche Projektziele, die sowohl die Diagnostik und Erforschung der Verbrennungsvorgänge als auch die Berechnung des Motorhochdruckprozesses betreffen, wurden erreicht.

# Erarbeitung eines thermodynamisch basierten Modellierungsverfahrens für den Otto-Di Verbrennungsprozess

---

## Abschlussbericht Experiment

### Kurzfassung:

Um die Entwicklung des Zwei-Zonen-Modells Codino auf eine experimentell abgesicherte und aussagekräftige Basis zu stellen, wurden im Rahmen des BFE-Projektes umfassende experimentelle Untersuchungen durchgeführt. Es erfolgte dabei die Charakterisierung von Gemischbildung und Verbrennung im direkteingespritzten Ottomotor. Somit konnte ein vertieftes Verständnis der physikalisch-chemischen Phänomene im Detail erarbeitet werden.

Dazu wurden mehrere Messtechniken an das Einzylinder-Forschungsaggregat appliziert. Darunter fällt die Ionenstromsondentechnik, die Endoskopie, die Zweifarbenmethode, die Spektrographie und Lichtwellenleitersonde sowie umfassende Russuntersuchungen im Abgasstrang. Zusätzlich wurde die herkömmliche Indizierung sowie die Emissionsmessung im Abgasstrang zur Bestimmung der Güte der Verbrennung verwendet.

Zur Validierung eines KIVA-3-Modells erfolgten im Vorfeld Aufnahmen der motorischen Untersuchungen Schattenbild- und Mie-Streuungsaufnahmen in der Hochdruck-Hochtemperatur-Zelle.

Parallel zu den hier vorgestellten experimentellen Ergebnissen wurden von Herrn T. Koch Simulationen durchgeführt. Diese beziehen sich zum einen auf die Kraftstoffstrahlausbreitung (KIVA-3) in der Zelle wie auch im Motor und zum anderen wurde das oben erwähnte Modell Codino programmiert.

Im Abschlussbericht ‚Experiment‘ ist die Beschreibung der verwendeten Methoden enthalten. Die mit Hilfe dieses Messtechnikpools erzielten Ergebnisse sind ausführlich dargestellt. Das Hauptaugenmerk wurde dabei auf die ausführliche Beschreibung der physikalisch-chemischen Vorgänge von Beginn der Gemischbildung bis zum Ende der Verbrennung gelegt.

---

Berichtsumfang: 54 Seiten

Forschungsstelle: Laboratorium für Verbrennungsmotoren und  
Verbrennungstechnik, LVV  
ETH Zürich

Bearbeiter: Dipl.-Phys. K. Schänzlin  
Dipl.-Ing. T. Koch  
Prof. Dr. K. Boulouchos

1 ÜBERBLICK ÜBER DIE EXPERIMENTELLE ARBEIT .....	4
2 PRÜFSTANDSBESCHREIBUNG .....	7
2.1 VERSUCHSTRÄGER .....	7
2.2 PRÜFSTANDSEINRICHTUNG.....	8
2.3 BETRIEBSPUNKTE.....	10
3 VERWENDETE MESSTECHNIK .....	12
3.1 ÜBERBLICK .....	12
3.2 EINBAU DER MESSTECHNIK IN DEN ZYLINDERKOPF.....	14
3.3 BESCHREIBUNG DER ANGEWENDETEN MESSMETHODEN .....	15
3.3.1 Endoskopie .....	15
3.3.2 Ionenstromsonden .....	16
3.3.3 Dioden/Spektrographie .....	16
3.3.4 Zweifarbenmethode .....	17
3.3.5 Russuntersuchungen im Abgasstrang.....	18
3.3.6 Lichtleiterzündkerze.....	18
3.3.7 Sprayausbreitung.....	18
3.3.8 Herkömmliche Messmethoden und Indizierauswertung.....	19
4 SCHICHTUNGSBETRIEB VS. HOMOGENBETRIEB .....	21
4.1 SPEZIFISCHER KRAFTSTOFFVERBRAUCH BI UND LAUF RUHE $\sigma_{PMI}$ .....	21
4.2 WÄRMEENTWICKLUNG.....	22
4.3 FLAMMENLEUCHTEN MIT HILFE DER SPEKTROGRAPHIE UND DER DIODENMESSTECHNIK.....	24
4.4 ENDOSKOPIE .....	25
4.5 FLAMMAUSBREITUNG MIT HILFE DER IONENSTROMSONDEN .....	26
4.6 RUSSUNTERSUCHUNGEN .....	28
4.6.1 Höhe der Russemissionen anhand des KL-Faktors .....	28
4.6.2 Zusammenhang zwischen den KL-Rohemissionen und dem Count Median Diameter (CMD) sowie dem organischen und elementaren Kohlenstoffgehalt und der totalen Partikelkonzentration .....	30
4.6.3 Temperatur- und Luft-Kraftstoff-Verhältnisbestimmung mit Hilfe der Zweifarbenmethode .....	31
4.7 NO <sub>x</sub> .....	33
4.8 ZUSAMMENHANG DER GLOBALEN VERBRENNUNG ANHAND DER WÄRMEENTWICKLUNG MIT LOKALEN GRÖSSEN ANHAND VON LICHEMISSIONEN UND IONENSTROMSONDENMESSUNGEN .....	34
4.8.1 Lichtwellenleitertechnik.....	35
4.8.2 Ionenstromsonden .....	36

5	VARIATION VERSCHIEDENER MOTORISCHER PARAMETER IM SCHICHTUNGSBETRIEB.....	38
5.1	VARIATION ZÜNDZEITPUNKT .....	38
5.2	DRALLVARIATION.....	42
5.3	EINSPRITZDRUCKVARIATION .....	45
5.4	VARIATION DES ZÜNDZEITPUNKTS BEI KONSTANTEM ABSTAND ZUM EINSPRITZBEGINN .....	47
5.5	DREHZAHLVARIATION.....	48
5.6	AGR-VARIATION.....	49
5	ZUSAMMENFASSUNG .....	51
6	LITERATURVERZEICHNIS .....	52

# 1 Überblick über die experimentelle Arbeit

Im Rahmen des BFE-Projektes mit dem Titel „Erarbeitung eines thermodynamisch basierten Modellierungsverfahren für den Otto-DI Verbrennungsprozess“ wurden umfangreiche experimentelle Untersuchungen zur Beschreibung des Brennverfahrens durchgeführt. Dazu wurde ein Einzylinder-Versuchsträger mit strahlgeführter Benzindirekteinspritzung sowie herkömmlicher Saugrohreinspritzung aufgebaut. Mit Hilfe von zahlreichen verschiedenen, speziell auf die Fragestellung angepassten und zum Teil neu entwickelten Messtechniken wurden die verbrennungsrelevanten Vorgänge, v.a. im Zylinder, umfassend untersucht. Dabei erfolgte die Charakterisierung der Gemischaufbereitung und Verbrennung unter Variation von motorischen Parametern in einem weiten Kennfeldbereich. So konnten die Hauptmerkmale der Verbrennung im Schichtungsbetrieb im Vergleich und Gegensatz zur homogenen Verbrennung dargestellt werden.

Die Untersuchung der Sprayausbildung in der Hoch-Druck-Hoch-Temperatur-Zelle HDTZ stand am Anfang dieser sehr detaillierten Untersuchungen. Es wurden die Lasermethoden Mie-Streuung und Schattenbildaufnahme zur Darstellung der flüssigen sowie der dampfförmigen Phase des Kraftstoffes angewendet. Mit den Ergebnissen aus diesen Untersuchungen konnte ein KIVA-3-Modell validiert werden.

Im Motor erfolgte die Fortführung der Aufnahme der flüssigen Kraftstoffphase mit Hilfe der Endoskopie.

Die Messmethoden Ionenstromsondentechnik und Endoskopie wurden im Rahmen dieses Projektes neu entwickelt und dienten der Visualisierung der Flammausbildung. Diese Ergebnisse wurden als Vergleichsbasis zu der Energieumsetzungsentwicklung verwendet. Somit konnten die typischen Eigenschaften einer guten Verbrennung im Schichtungsbetrieb aufgezeigt werden. Auch die physikalischen Grenzen des Schichtungsbetriebes konnten anhand dieser Aufnahmen verstanden werden.

Die Spektrographie sowie die Aufnahme des Flammleuchtens in verschiedenen spektralen Bereichen diente der Darstellung des prinzipiellen Unterschiedes zwischen homogener und geschichteter Verbrennung. Anhand der Spektren konnte auf das Vorhandensein von Chemilumineszenz bei Vormischverbrennung oder von Russstrahlung aus einer fetten Vormischverbrennung bzw. Diffusionsverbrennung geschlossen werden. In



dieser Erkenntnis liegt der grundlegende Unterschied zwischen dem Homogenbetrieb und dem Schichtungsbetrieb. Des weiteren konnte mit Hilfe der Diodentechnik der statistische Zusammenhang zwischen Verbrennungsfortschritt und Flammleuchten erhalten werden.

Die Zweifarbenmethode wurde zur Bestimmung der Rauchgaszonentemperatur und des KL-Faktors, der ein Mass für die Höhe der Russbildung ist, angewendet. Ausserdem konnte anhand dieser Methode und der Temperaturberechnung mit Hilfe eines Zwei-Zonen-Modells die Ursache der Russbildung im direkteingespritzten Ottomotor durch Ansicht des verbrennungsrelevanten Luft-Kraftstoff-Verhältnisses qualitativ geklärt werden. Zusätzlich wurden Russuntersuchungen im Abgasstrang durchgeführt.

Die gleichzeitige Anwendung dieses umfassenden Messtechnikpools sowie der herkömmlichen Indizierung und Emissionsdetektion zur Bestimmung der Güte der Verbrennung erlaubte weitreichende Aussagen über das vorhandene strahlgeführte Benzindirekteinspritzungsverfahren.

Eine ausführliche Parameterstudie zeigte, dass der Zündzeitpunkt den grössten Einfluss auf die Verbrennungsgüte, Verbrennungsstabilität und das Ausmass der Schichtung hat. Auch der Drall besitzt einen grossen Einfluss aufgrund des Stabilisierungseffektes. Ausserdem bestimmt der Einspritzdruck massgeblich die Turbulenz in der Nähe der Zündkerze.

Die Gemischbildung und -aufbereitung hat einen dominierenden Einfluss auf die spätere Flammausbreitung. So bestimmt vor allem das lokale Luft-Kraftstoff-Verhältnis sowie die Turbulenzintensität im näheren Bereich der Zündkerze die frühe Flammpropagation und damit einhergehend die weitere Verbrennung des Kraftstoffes. Alle motorischen Bedingungen, bei denen eine langsame Flammausbreitung einhergehend mit einer niedrigen Flammtemperatur erreicht werden, führen zu einer langsamen und unvollständigen Verbrennung mit ungenügender Schichtung.

Die Untersuchungen zeigten, dass nur bei schneller Flammpropagation das Gemisch ausreichend kompakt gehalten werden kann. Im hier vorhandenen Fall des strahlgeführten Direkteinspritzungsverfahrens ergab sich, dass mit zunehmender Annäherung der Flammдарstellung an das Ideal der Kugel optimalere Schichtung mit geringeren Kraftstoffverbrauchsahlen erreicht wird. Allerdings steigt bei zu hoher Kompaktisierung die Russbildung leicht an, aber nicht im dem Masse wie es bei starker Auswehung, also ungenügender Schichtung der Fall ist.

Diese experimentellen Untersuchungen dienten nicht nur dem Verständnis über die in einem direkteingespritzten Ottomotor ablaufenden Prozesse, sondern sie sind gleichzeitig unabdingbare Grundlage für das phänomenologische Zwei-Zonen-Modell Codino, welches im Rahmen dieses BFE-Projektes unter

Bezugnahme von wenigen Konstanten mit physikalischem Inhalt programmiert wurde.

## 2 Prüfstandsbeschreibung

### 2.1 Versuchsträger

Als Versuchsträger steht ein Einzylinderforschungsmotor der Firma Mercedes-Benz zur Verfügung. Dieser Motor ist sowohl mit einer Saugrohr- wie auch mit einer Benzindirekteinspritzung ausgestattet. Für die Direkteinspritzung kommt eine Common-Rail-Hochdruckeinspritzung der Firma Siemens zum Einsatz, wobei hier der Einspritzdruck stufenlos zwischen  $p_{\text{Rail}} = 10 \text{ bar}$  und  $p_{\text{Rail}} = 120 \text{ bar}$  variiert werden kann. Der Vorförderdruck der Hochdruckeinspritzung (mit Druckreduzierventil reduziert auf  $p_{\text{SR}} = 4 \text{ bar}$ ) wird auch für die Saugrohreinspritzung eingesetzt. Als Einspritzdüsen werden elektromagnetisch öffnende Hohlkegelstrahlinjektoren mit Öffnungswinkeln von  $78^\circ$  bzw.  $80^\circ$  verwendet. Der Motor basiert auf einem Vierventil-Vierzylinder-Serienmotor (M111) mit 2.2 Liter Hubraum. Hierbei wurde anstelle der Zündkerze der Injektor für die Direkteinspritzung mittig im Zylinderkopf platziert. Um der Zündkerze Platz zu schaffen, wurde ein Auslassventil entfernt. Der Ansaugtrakt besteht aus einem Zwillingskanal, wobei beide Kanäle einzeln abschaltbar sind.

Hersteller	Daimler Benz
Typ	Einzylinder Forschungsmotor Basis DB M 111
Arbeitsverfahren	Viertakt, Otto
Einspritzung	Direkteinspritzung, strahlgeführt bzw. Saugrohreinspritzung
Zylinderzahl	1
Bohrung	89.9 mm
Hub	86.6 mm
Hubvolumen, Hubraum	$550 \text{ cm}^3$
Verdichtungsverhältnis	10
Brennraumform	Dachbrennraum mit Ventilwinkel von $50^\circ$
Anzahl Ventile	zwei Einlassventile; ein Auslassventil
Ventilhübe	Einlassventil: 9.3 mm Auslassventil: 9.4 mm

Ventilsteuerzeiten	Einlassventil öffnet: 16 °KW v. OT Einlassventil schliesst: 78 °KW n. UT Auslassventil öffnet: 55 °KW v. UT Auslassventil schliesst: 33 °KW n. OT
Durchmesser Einlassventil	35 mm
Durchmesser Auslassventile	31 mm
Pleuellänge	148 mm
Kurbellänge	43.3 mm
Kraftstoff	Benzin-Bleifrei 98

Tabelle 1.1: Technische Daten des Grundmotors

Die technischen Daten des Grundmotors sind aus Tabelle 1.1 zu entnehmen. Dadurch, dass der Motor sowohl mit Saugrohreinspritzung wie auch mit Direkteinspritzung betrieben werden kann, sind Vergleiche zwischen den beiden Betriebsmodi möglich.

## 2.2 Prüfstandseinrichtung

Die Spezifikationen der Prüfstandseinrichtung sind in Tabelle 1.2 aufgelistet.

Einspritzung	Common-Rail-Hochdruckeinspritzung von Siemens HPDI-Injektor (DEKA-DI) von Siemens 78° und 80° Hohlkegelwinkel
	Radialkolbenpumpe von Bosch
	Saugrohrinjektor von Bosch
Zündsystem	Selbstentwicklung
	Zündkerzen von NGK, F8DC4
Prüfstand	fest gelagert
	ELIN- Asynchronpendelmaschine mit Kurzschlussläufer
Öl- und Wasser- versorgung	Öl- und Wasserpumpe: externer Antrieb elektrische Heizung mit Wasserwärmetauscher

Tabelle 1.2: Spezifikationen der Prüfstandseinrichtung

Die allgemeinen Messgrößen und Messapparaturen, die im Rahmen dieses Projektes verwendet wurden, sind der Tabelle 1.3 zu entnehmen. Der Prüfstand ist mit einer Asynchronpendelmaschine der Firma ELIN gekoppelt zur Bestimmung von Drehmoment und Drehzahl. Die Aufnahme des

Druckverlaufes erfolgt im Zylinder mit Hilfe eines piezoresistiven Druckaufnehmers. Anschliessend wird der Zylinderdruck offsetkompensiert durch eine geeignete Anpassung an den Niederdruck mit Hilfe des LVV-internen Wärmeentwicklungsprogrammes WEG. Zur Speicherung der auf Grad Kurbelwinkel ( $^{\circ}\text{KW}$ ) bezogenen Grössen stehen mehrere Transientenrecorder zur Verfügung, die je nach Messaufwand eingesetzt werden. So können z.B. mit dem Gerät der Firma ELSYSS bis zu 12 analoge Kanäle und 16 digitale Kanäle gleichzeitig aufgezeichnet werden.

Messgrösse	Messapparatur
Drehmoment	Asynchronpendelmaschine von ELIN mit Kurzschlussläufer, Biegebalken
Drehzahl	Asynchronpendelmaschine von ELIN mit Kurzschlussläufer
Kurbelwellenstellung	Winkelmarkengeber Hübner 900 Impulse/U, x 2, 1OT, differentiell, TTL, optisch inkremental; Auflösung $0.4^{\circ}\text{KW}$
Zylinderdruckmessung	Piezoelektrischer Druckaufnehmer, wassergekühlt Modell 6061B, Kistler
Druckmessung im Einlass	Piezoresistiver Druckaufnehmer, Modell 4075A10, Kistler
Druck im Auslasstrakt	Piezoresistiver Druckaufnehmer, wassergekühlt, Modell 6061 mit Umschaltadapter
Transientenrecorder	Krenz TM II ELSYSS Krenz TM I
Auswertung des Druckverlaufs	LVV-internes Wärmeentwicklungsprogramm WEG mit Mehrzonenpostprozessor
Kraftstoffverbrauchsmessung	Messeinrichtung Serie 730, AVL List GmbH
Kraftstoffdruck im ND-System	Manometer und Überstromventil
Kraftstoffdruck im HD-System	Manometer und Siemensdrucksteller
Luftdurchsatz Luftmassenstrommessung	Heissfilm (Siemens) mit Back-flow-detektion
Emissionen im Abgas	Abgasmessanlage 1000 von Pierburg CO, CO <sub>2</sub> , HC, NO <sub>x</sub> , O <sub>2</sub>
Verbrennungsluftverhältnis	Breitband- $\lambda$ -Sonde Bosch, Typ LSU
Verbrennungsluftverhältnis	Berechnet aus den Abgasemissionen
Luftfeuchtigkeit der Umgebung	Sensor

Öldruck <ul style="list-style-type: none"> <li>· der Ansaugluft</li> <li>· des Abgases</li> <li>· des Öls</li> <li>· des Kraftstoffs</li> <li>· der Umgebung</li> </ul>	Manometer und Drucksensor
Temperaturen <ul style="list-style-type: none"> <li>· der Ansaugluft</li> <li>· des Abgases</li> <li>· des rückgeführten Abgases</li> <li>· an Ölein- und Ölaustritt</li> <li>· an Kühlwasserein- und –austritt</li> <li>· des Kraftstoffs</li> <li>· der Umgebung</li> </ul>	i.a. Thermoelemente TC Typ K (Abgas: strahlungsgeschützt)

Tabelle 1.3: Messgrößen und Messapparaturen

Die Vorgabe des Zündzeitpunktes, des Einspritzbeginns sowie der Einspritzdauer erfolgt mit Hilfe eines am LVV geschriebenen und speziell für den Prüfstand modifizierten Labview-Programms. Gleichzeitig geschieht mit diesem Programm die Überwachung des Prüfstandes bezüglich der Temperaturen und Drücke. Auch die Drosselklappenstellung, die Drehzahl sowie das Drehmoment wird mit Hilfe dieser Software ausgelesen und zur weiteren Verarbeitung zur Verfügung gestellt. Routinemässig werden sämtliche sich langsam verändernden Größen wie Drücke und Temperaturen sowie die Luftfeuchtigkeit in Sekundenabstand mit Hilfe dieses Programms aufgenommen und anschliessend über 60 Samples gemittelt. Des weiteren werden die Emissionen, die mit Hilfe der Abgasmessanlage gemessen werden, aufgenommen.

## 2.3 Betriebspunkte

Im Rahmen des BFE-Projektes wurde eine Vielzahl an Messtechniken zur physikalischen Charakterisierung der Verbrennung angewendet. Deshalb wurde eine Auswahl an aussagekräftigen Betriebspunkten innerhalb des relevanten Kennfeldes zur Bestimmung des Einflusses der motorischen Parameter herangezogen.

Im Homogenbetrieb mit Saugrohreinspritzung wurde ausgehend von einem kraftstoffverbrauchsoptimalen Punkt bei  $n = 2000$  U/min und einem indizierten Mitteldruck von  $p_{mi} = 4$  bar eine Variation des Luft-Kraftstoff-Verhältnisses, der Drehzahl, der Last, des Dralls, der Abgasrückführrate sowie des Zündzeitpunktes durchgeführt. Dieselben Variationen wurden auch für den direkteingespritzten Homogenbetrieb gefahren, wobei hier zusätzlich eine Variation des Einspritzbeginns sowie eine Variation des Raildruckes untersucht wurde. Im Schichtungsbetrieb wurden zwei kraftstoffverbrauchsoptimale Sternpunkte bei jeweils  $n = 2000$  U/min,  $p_{Rail} = 75$  bar mit einer Last von  $p_{mi} = 2$  bar bzw. von  $p_{mi} = 4$  bar gewählt. Ausgehend von diesen Sternpunkten wurden Variationen des Raildruckes, der Abgasrückführrate, des Dralls, der Last, des Zündzeitpunkts bei konstantem Einspritzbeginn, der Drehzahl und des Zündzeitpunkts mit konstantem Abstand zum Einspritzbeginn gefahren.

## 3 Verwendete Messtechnik

### 3.1 Überblick

Im Rahmen des BFE-Projektes wurden mehrere verschiedene, sehr aussagekräftige Messtechniken zielgerichtet zur Charakterisierung von Verbrennung und Gemischaufbereitung angewendet. Mit Hilfe dieser Messtechniken wurden zum einen globale Größen der Verbrennung (z.B. Druckverlauf im Zylinder, Abgasemissionen) aufgenommen, zum anderen wurden die physikalischen Vorgänge wie z.B. Flammausbreitung, Flammenleuchten, Temperatur der Reaktionszone, usw. lokal in weiten Bereichen des Brennraumes untersucht (Abbildung 3.1).

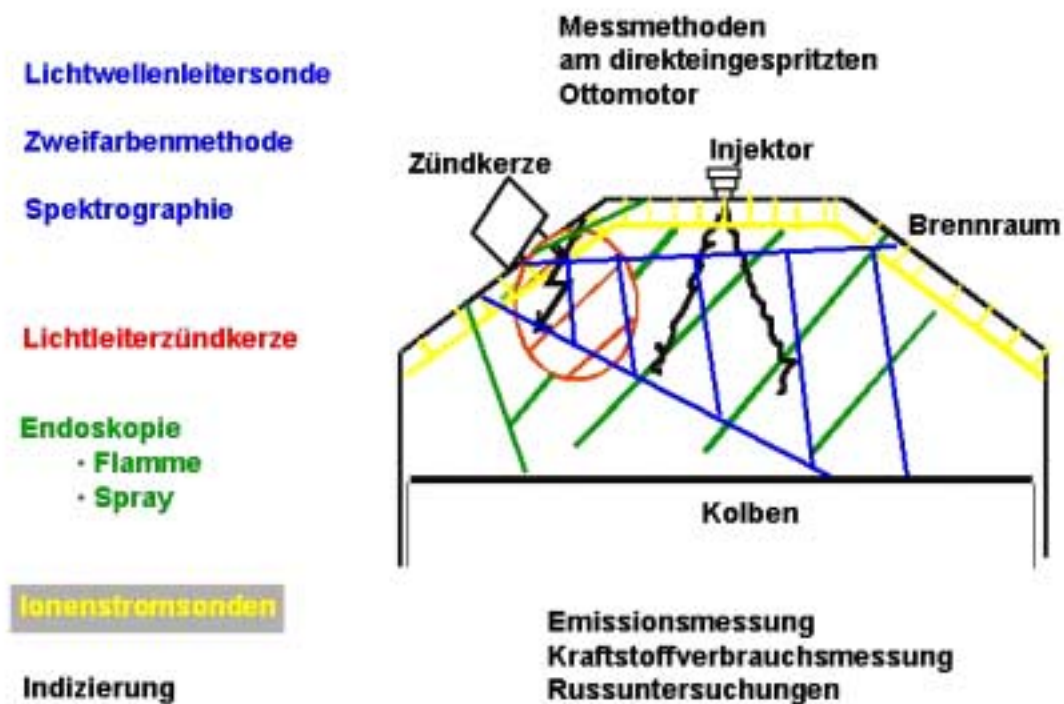


Abbildung 3.1: Überblick über die verwendeten Messmethoden



Im Rahmen des Projektes sind spezielle Methoden neuentwickelt worden. Dazu zählen die Ionenstromsondentechnik zur Detektion des Verbrennungsfortschrittes sowie ein neues Endoskopieverfahren, das speziell für kleine Brennräume mit schlechten Zugangsmöglichkeiten geeignet ist. Mit letzterem kann sowohl die Kraftstoffstrahlausbreitung wie auch das Flammleuchten, also die Flammpropagation visuell dargestellt werden.

Zur Detektion der Gemischaufbereitung wurde in einer Hoch-Druck-Hoch-Temperatur-Zelle mit Hilfe von Lasertechniken das Schattenbild des Sprays sowie die Mie-Streuung in einem Lichtschnitt untersucht. Im Motor wurden keine Lasermethoden angewendet, da der Zeit-, Ressourcen- und Kostenaufwand für diese immens hoch ist. Mit den im weiteren dargestellten Messmethoden konnten die physikalischen Vorgänge im Motor auch ohne Anwendung von Lasermethoden umfassend geklärt werden.

Mit Hilfe der Endoskopie wurde die flüssige Phase des Kraftstoffstrahles im Zylinder und dessen Ausbreitung bei ausführlicher Variation der Betriebsbedingungen hinreichend genau detektiert [1]. Sehr gute Übereinstimmung sind erzielt worden zwischen diesen Aufnahmen und den mit den aus 3D-Kiva-Simulationen [2] erhaltenen Ergebnissen.

Die Messmethoden Ionenstromsondentechnik und Endoskopie geben einen visuellen Eindruck der Flammausbreitung in weiten Bereichen des Brennraumes. Aus diesen Untersuchungen ist das Ausmass der Schichtung auf einen Blick erfassbar.

Die Spektrographie und Lichtwellenleitertechnik wurden zur detaillierten Untersuchung der Verbrennung, besonders der Flammenstrahlung angewendet. Auf diese Weise konnten die physikalischen Eigenschaften der Flamme näher beleuchtet werden.

Die Zweifarbenmethode wurde zur Bestimmung der Temperatur der Rauchgaszone sowie des Russgehaltes anhand des KL-Faktors herangezogen. Diese Messtechnik war am LVV für einen Dieselmotor schon etabliert und wurde erfolgreich an den direkteingespritzten Ottomotor appliziert. Anhand eines Zwei-Zonen-Modells konnte das Luft-Kraftstoff-Verhältnis in der Reaktionszone bestimmt werden. Diese Russmessungen im Brennraum wurden durch Russuntersuchungen im Abgasstrang (Grösse und Art der Partikel sowie Anzahl) erweitert und bestätigt.

Zusätzlich angewandte Methoden sind zum einen die Lichtleiterzündkerze, wobei im Schichtungsbetrieb die Verrussung so schnell abläuft, dass keine relevanten Daten erhalten werden konnten, sowie zum anderen die Lichtwellenleitersonde, die vor allem den Zusammenhang zwischen Lichtemission und Verbrennungsfortschritt darstellen kann.

Routinemässig wurde die Verbrennung mit Hilfe der Indizierung inklusive anschliessender Berechnung der Energieumsetzung sowie der Emissionsmessung überwacht und deren Güte dadurch bestimmt.

### 3.2 Einbau der Messtechnik in den Zylinderkopf

In Abbildung 3.2 ist eine Aufsicht auf den Zylinderkopf dargestellt. Die geometrischen Lagen der Zündkerze, Einspritzdüse sowie der Ventile sind ersichtlich. Die Lagen der 16 Ionenstromsonden sind als dunkle Stellen erkenntlich. Ausserdem sind die gewählten Zugänge für Untersuchungen des emittierten Lichts mit Hilfe der Endoskopie, Zweifarbenmethode, Spektrographie und Lichtwellenleitertechnik markiert. Auch die Lage der Bohrung für den Druckquarz ist angedeutet.

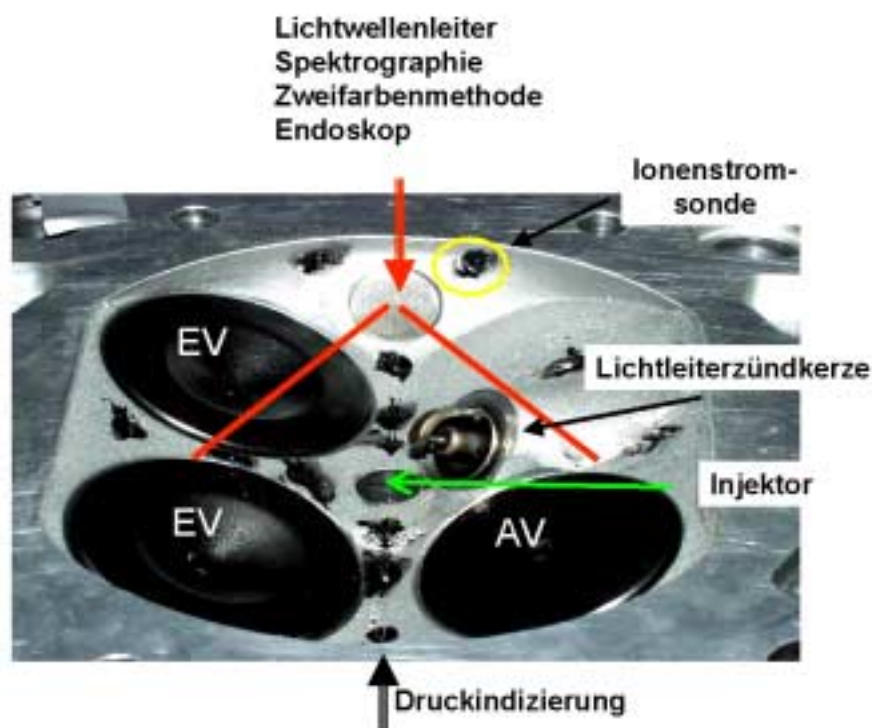


Abbildung 3.2: Einbausituation der Messmethoden am Zylinderkopf

Im Folgenden wird auf einige Besonderheiten der Messtechnik eingegangen.

### 3.3 Beschreibung der angewendeten Messmethoden

#### 3.3.1 Endoskopie

Die Aufnahme der flüssigen Phase der Sprayausbreitung oder der Flammausbreitung geschieht mit Hilfe des Endoskops und einer Kamera. Dieses ist als starres Endoskop mit Linsensystem ausgeführt. Als Besonderheit ist der um das Linsensystem coaxial liegende Beleuchtungspfad zu erwähnen, denn auf diese Weise wird nur ein optischer Zugang zum Motor benötigt, was vor allem für kleine und schwer zugängliche Brennräume ein massiver Vorteil bedeutet [2]. Durch die Auslegung der Kamera ist eine Detektion von Chemilumineszenz möglich. Sehr vorteilhaft für die Anwendbarkeit am Prüfstand hat sich die kontinuierliche Beleuchtung erwiesen, die keine zusätzliche Triggerung der Beleuchtungseinheit benötigt. Es können im Abstand von 0.4 °KW Bilder aus mehreren Zyklen aufgenommen werden. Anhand von Konturplots kann die Stabilität der Verbrennung dargestellt werden, oder es kann das mittlere Bild zu Vergleichszwecken, z.B. mit der Wärmeentwicklung, herangezogen werden.

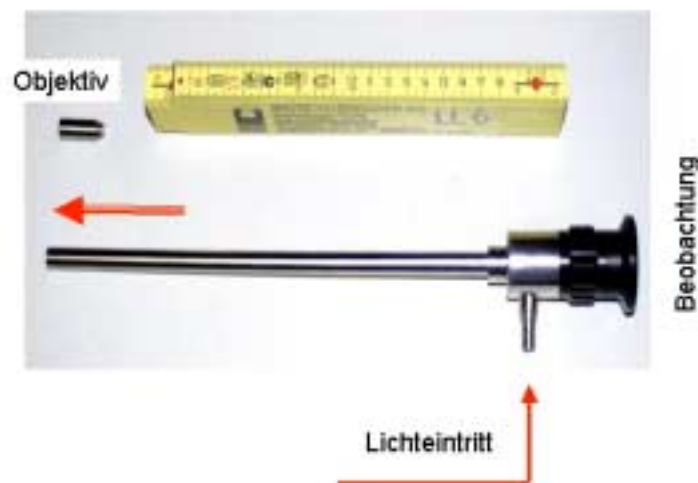


Abbildung 3.3: Endoskop mit Wechselobjektiv

Das Endoskop (Abbildung 3.3) besitzt mit einem Aperturwinkel von  $85^\circ$  einen sehr grossen Öffnungswinkel, so dass die physikalischen Vorgänge im Grossteil des Zylinders beobachtet werden können. Es wurde ein Kühladapter mit Wasserkühlung und Saphirglas konstruiert um den Schutz vor den hohen Drücken und hohen Temperaturen der Verbrennung zu garantieren. In umfangreichen Versuchsreihen hat sich dieses Endoskop sehr bewährt und von einer Dauerhaltbarkeit kann ausgegangen werden.

### **3.3.2 Ionenstromsonden**

Im Rahmen des BFE-Projektes erfolgte die Bestückung eines Zylinderkopfes mit 16 Ionenstromsonden; Dies ist unseres Wissens nach die bisher umfangreichste und deshalb detaillierteste Untersuchung eines Brennraumes mit dieser Messtechnik. Somit konnte die Flammausbreitung in weiten Teilen des Zylinderkopfes dargestellt werden und an aussagekräftigen Stellen des Brennraumes die Korrelationen zwischen Verbrennungsfortschritt und Ankunft der Flamme am Ionenstromsondensignal dargestellt werden. Ausserdem konnte die Dauerhaltbarkeit der Ionenstromsonden gezeigt werden.

Die Ionenstromsonden bestehen aus Thermoelementen, bei denen die Lötstellen gekappt wurden. Dieses Ende der Thermoelemente wurde isoliert und gegen Feuchtigkeitseindringen versiegelt. Eine Spannung wird zwischen den beiden Drähten angelegt und so kann bei Ankunft der Flamme mit Ionen ein Signal gemessen werden. In Vorversuchen [3] wurden mehrere verschiedene Spezifikationen von Thermoelementen untersucht, so. z.B. Auswirkungen der Elektrodenlänge, -dicke, des -abstandes sowie der angelegten Spannung auf das Signal. Ausserdem wurde eine Auswerteschaltung am LVV entwickelt und getestet. Das Ansprechverhalten dieser Schaltung ist ausreichend schnell, um die Flammankunft zu detektieren. Im Anschluss wurde für jede der 16 Sonden eine Auswerteeinheit gebaut, so dass bei den Messungen gleichzeitig an jeder Sonde das Signal abgegriffen und mit dem Transientenrecorder aufgenommen werden kann.

### **3.3.3 Dioden/Spektrographie**

Mit Hilfe der Dioden und der Spektrographie erfolgte die ausführliche Durchführung einer Untersuchung des Flammleuchtens in mehreren

Spektralbereichen. So wurde für die Untersuchungen ein Bandpassfilter zur Detektion der OH-Linien mit einer Wellenlänge von  $\lambda = 306 \text{ nm}$  angefertigt. Ausserdem wurden herkömmliche Breitbanddioden verwendet zur spektralen Aufteilung des Flammenleuchtens. So liegt der Detektionsbereich der Diode 1 (Hamamatsu G 1962) im Bereich zwischen  $\lambda = 190$  und  $\lambda = 550 \text{ nm}$ . Diode 2 (S Hamamatsu 6430-01) detektiert zwischen  $\lambda = 590 \text{ nm}$  und  $\lambda = 720 \text{ nm}$  und Diode 3 ist (Hamamatsu S 2506-04) im Bereich  $\lambda = 800 \text{ nm}$  bis  $1100 \text{ nm}$  lichtempfindlich.

Der Zusammenhang zwischen Verbrennungsfortschritt und Flammleuchten wird mit Hilfe von aus der Statistik bekannten Korrelationsberechnungen über die Formel

$$r_{xy} = \frac{\sum x_i y_i - \frac{\sum x_i \sum y_i}{N-1}}{\sqrt{\left( \sum x_i^2 - \frac{(\sum x_i)^2}{N-1} \right) \left( \sum y_i^2 - \frac{(\sum y_i)^2}{N-1} \right)}}$$

Anzahl der Messwertpaare  $(x, y)$   
 $x$ ; Messwert der Grösse  
 $y$ ; Messwert der Grösse

dargestellt.

### 3.3.4 Zweifarbenmethode

Die Zweifarbenmethode dient der Bestimmung der Temperatur des strahlenden Russes. Studien haben ergeben, dass diese Temperatur mit der Temperatur der Reaktionszone gleichgesetzt werden kann, da der thermische Ausgleich genügend schnell erfolgt in  $10^{-50}$  bis  $10^{-6} \text{ s}$  [4,5]. Ausserdem kann über den KL-Faktor, der proportional zum Russvolumenbruch ist, die entstehende Russmenge abgeschätzt werden.

Grundlage dieser Berechnungen ist das Planck'sche Strahlungsgesetz [6], wobei aber Russ als Grauer Strahler angesehen werden muss, was eine Einbeziehung der empirischen Korrelation von Hottel und Broughton [7] nötig macht. Die genaue Vorgehensweise zur Bestimmung von Temperatur und KL ist [8-10] zu entnehmen.

### **3.3.5 Russuntersuchungen im Abgasstrang**

Zusätzlich zur oben genannten Zweifarbenmethode, bei der der Russgehalt im Brennraum untersucht wurde, wurden Russmessungen im Abgasstrang durchgeführt. Dabei wurde die Grösse der Partikel mit einem SMPS (Scanning Mobility Particle Sizer) [11] bestimmt. Ausserdem wurden coulometrische [12] sowie gravimetrische Untersuchungen [12] durchgeführt zur Massenanalyse von elementarem Kohlenstoff, also Russ, und organischem Kohlenstoff, der aus andersartigen Verbrennungsrückständen stammt, wie z.B. polyzyklische aromatische Kohlenwasserstoffe, Reste unverbrannten Öls, Kraftstoffs oder Schmiermittels. Ausserdem wurden mit Hilfe eines PAS-Sensors [13] sowie eines DC-Gerätes [14] die Oberflächen bestimmt.

### **3.3.6 Lichtleiterzündkerze**

Es wurde eine Lichtleiterzündkerze zur speziellen Detektion der Flammpropagation im nahen Bereich der Zündkerze verwendet. Mit Hilfe von Korrelationsberechnungen ergaben sich für den Homogenbetrieb ähnliche Ergebnisse wie bei Korrelationsuntersuchungen mit Hilfe der Diodentechnik. Im Schichtungsbetrieb wurde die Lichtleiterzündkerze nicht verwendet, da eine viel zu schnelle Verrussung der Optik statt fand. Um die Geschehnisse direkt in Zündkerzennähe aufzunehmen hat sich allerdings gezeigt, dass die Endoskopie leichter interpretierbare und zugängliche Ergebnisse liefert, dies v.a. für den Schichtungsbetrieb.

### **3.3.7 Sprayausbreitung**

Die Sprayausbreitung wurde in der Hochdruck-Hochtemperatur-Zelle HDTZ mit Hilfe des Schattenbildes wie auch der Mie-Streuung untersucht. Die Zelle [15] hält einem maximalen Zellendruck von  $p_{\text{Zelle}} = 250$  bar und einer Temperatur von  $T = 800$  K vor Einspritzung stand. Der prinzipielle Versuchsaufbau ist aus Abbildung 3.4 ersichtlich. Diese Aufnahmen dienen der Validierung eines KIVA-3-Modelles [2]. Bei Aufnahmen der Sprayausbreitung mit Hilfe der Endoskopie im Motor und mit diesem Modell berechnete Flüssigkeitsausbreitungen zeigen eine sehr gute Übereinstimmung der Ergebnisse.

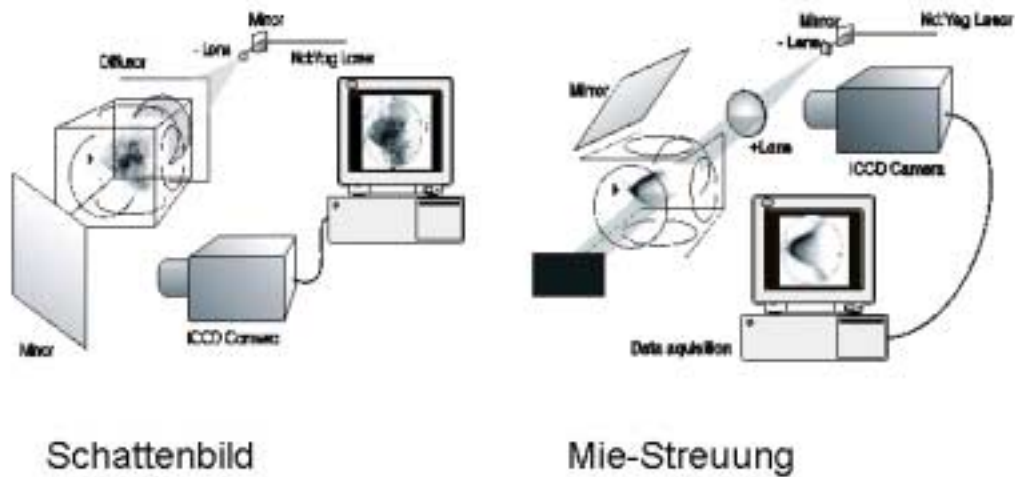


Abbildung 3.4: Versuchsaufbau Hochdruck-Hochtemperatur-Zelle

### 3.3.8 Herkömmliche Messmethoden und Indizierauswertung

Der Kraftstoffverbrauch, Luftverbrauch sowie die Emissionsmessung wurde bei allen Versuchen aufgenommen und zur Reliabilitätsüberprüfung zusammen mit der Energieumsetzung herangezogen.

Die Aufnahme des Zylinderdruckes sowie der Niederdruckverläufe im Saugrohr und im Abgasstrang wurden mit Kistlerquarzen durchgeführt. Anschliessend wurde der Zylinderdruck offsetkompensiert und mit Hilfe des LVV-eigenen Wärmeentwicklungsprogrammes WEG [16] ausgewertet. Dieses Programm ist ein Programm zur Berechnung des Wärmeentwicklungsgesetzes aus indizierten Druckverläufen. Es handelt sich um ein offenes, vollständiges thermodynamisches Modell mit Berücksichtigung des Blowbys und der Zwischenspeicherung. Der erste Hauptsatz wird konsequent ohne Vereinfachungen und Abkürzungen angewendet. Die zur Berechnung der Stoffwerte und Zustandsgrößen verwendeten Beziehungen sind in [16] vollständig beschrieben, die Temperaturabhängigkeit der Stoffwerte ist

mitberücksichtigt. Für die Rauchgaszone wird ein Realgas nach Zacharias [17] angenommen. Ausserdem ist die Berechnung von Betriebspunkten mit Abgasrezirkulation möglich. Der Massenaustausch und der Restgasanteil werden nach Heywood berechnet [18]. Der Blowby wird als Verlust in Labyrinthdichtungen von Strömungsmaschinen abgeschätzt [19]. Bei der Messdatenaufbereitung geschieht die Anbindung des Hochdruckverlaufes an den Niederdruckverlauf im Saugrohr nach [20]. Zur Glättung des Druckverlaufes wird ein Spline-Verfahren verwendet. Die Wandwärmeübergangszahl wird nach Woschni [21] berechnet und die Reibungsleistung kann nach Hörler und Stöckli abgeschätzt werden [22].

Das Programm berechnet unter Berücksichtigung von Wandwärmeverlusten, Massenaustausch mit Spaltvolumina (z.B. in den Zwischenräumen, Zündkerzengewinde usw.) und Blowby die folgenden, den Verbrennungsprozess charakterisierenden Grössen, die als Funktion des Kurbelwinkels oder der Zeit ausgegeben werden: Wärmeentwicklungsgesetz, Durchbrennfunktion als Integration des Wärmeentwicklungsgesetzes, Gastemperatur, globale Wärmeübergangszahl, Wärmefluss in die Brennraumwände, stöchiometrisch/adiabate Flammtemperatur und Rauchgaszonentemperatur mit definierbarem Luft-Kraftstoff-Verhältnis. Weiter werden als Kennzahlen ausgegeben: Indizierter Mitteldruck, Spitzendruck und Lage des Spitzendrucks, Brennbeginn, 5%-, 50%-, 90%- Umsatzpunkt, Masseverlust durch Blowby, zwischengespeicherte Massen (in Spaltvolumina). Diesem Programm liegt ein Einzonenmodell zu Grunde. Die Auswertung wurde aber auf einen vorhandenen Zweizonenansatz erweitert. Auf diese Weise kann auf die Temperaturen in den jeweiligen Rauchgas- und Frischgaszonen geschlossen werden.



## 4 Schichtungsbetrieb vs. Homogenbetrieb

### 4.1 Spezifischer Kraftstoffverbrauch $b_i$ und Laufruhe

$\sigma_{p_{mi}}$

Aus Abbildung 4.1 sind die indizierten Kraftstoffverbräuche  $b_i$  bei einer Drehzahl von  $n = 2000$  U/min unter Variation der Last  $p_{mi}$  zu entnehmen. Im Schichtungsbetrieb zeigt sich eine deutliche Verbrauchsreduktion bis  $p_{mi} = 6.5$  bar im Vergleich zur homogenen Fahrt mit einem Luft-Kraftstoff-Verhältnis  $\lambda = 1.0$ , wobei bei letzterer die erzielten Werte durch Direkteinspritzung deckungsgleich

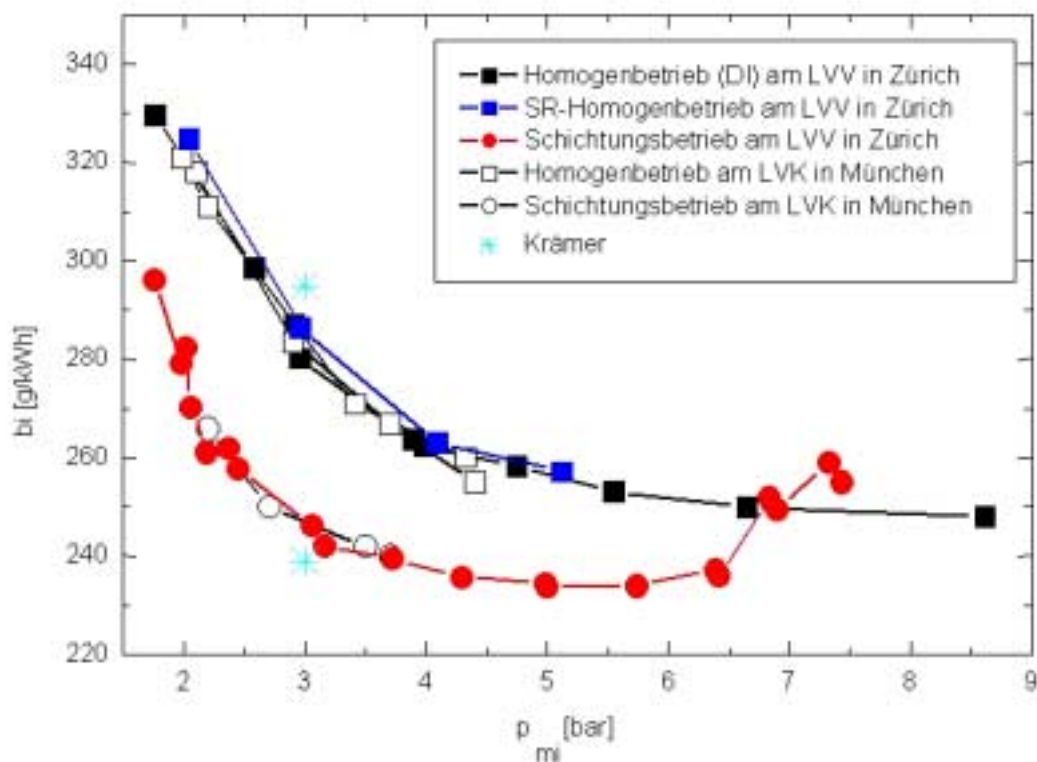


Abbildung 4.1: Indizierte Kraftstoffverbräuche und Laufruhe  $\sigma_{p_{mi}}$

mit denen der Saugrohreinspritzung liegen. Die Verbräuche sind in guter Übereinstimmung mit den in [23] reportierten, liegen jedoch weniger optimal als

bei [24] angegeben. Dies kann an noch vorhandener Drosselung aufgrund der Ansaugtraktkonfiguration oder an den mit  $T_{\text{Kühl}} = 75 \text{ °C}$  recht niedrigen Kühlwasser- und Öltemperaturen liegen.

Die niedrigeren Verbrauchswerte im Schichtungsbetrieb resultieren hauptsächlich aus der Entdrosselung des Ansaugtraktes. Die Durchführung der Versuche erfolgte unter Verwendung eines Raildruckes von  $p_{\text{Rail}} = 75 \text{ bar}$ , im saugrohreingespritzten Fall wurde der herkömmliche Druck von etwa  $p_{\text{SR}} = 4 \text{ bar}$  verwendet. Bei den hier dargestellten Versuchen wurde eine Drallzahl von  $D_c = -5.2$  [23] verwendet. In Abbildungen 4.2 sind die Schwankungen des indizierten Mitteldrucks  $\sigma_{p_{mi}}$  (Standardabweichung des Mitteldruckes in Prozent) bei gleichem mittleren Mitteldruck  $p_{mi}$  dargestellt. Es ist ersichtlich, dass sich im Falle des Schichtungsbetriebes deutlich schlechtere Verbrennungsstabilität ergibt.

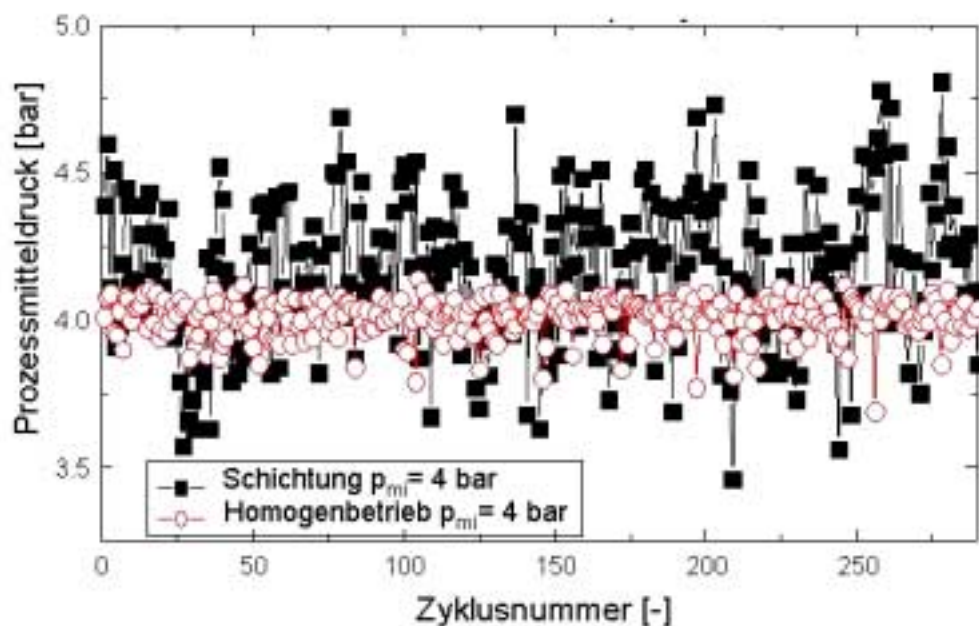


Abbildung 4.2: Schwankungen des Prozessmitteldruckes

## 4.2 Wärmeentwicklung

Beim Vergleich der Wärmeentwicklung für beide Betriebsmodi ergibt sich ein schnelleres Losbrennen im Falle der Schichtung gegenüber dem

Homogenbetrieb. In Abbildung 4.3 ist dies anhand vom jeweils kraftstoffverbrauchsoptimalen Betriebspunkt mit  $p_{mi} = 2$  bar bei  $n = 2000$  U/min dargestellt. Dieses Verhalten begründet sich durch mehrere Ursachen: Erstens ergibt sich ein höheres Turbulenzniveau im Schichtungsbetrieb aufgrund der Einspritzung, was eine schnellere Verbrennung begünstigt. Zusätzlich hat das Luft-Kraftstoff-Verhältnis in der Nähe der Zündkerze massive Auswirkungen auf die Flammentwicklung. So brennt die Flamme am schnellsten für ein Luft-Kraftstoff-Verhältnis um  $\lambda = 0.85$  [25] und auch die Verbrennungstemperatur ist um  $\lambda = 0.85$  deutlich höher als für andere Verhältnisse [25]. Im Schichtungsfall liegt das lokale Luft-Kraftstoff-Verhältnis zwischen  $\lambda = 0.6$  und  $\lambda = 0.9$  (s. Kapitel 5), was eine schnellere Flammgeschwindigkeit zur Folge hat. Zusätzlich besitzt die Rauchgaskonzentration, die vor allem im Homogenbetrieb hoch ist, einen nicht zu vernachlässigen Einfluss auf die Entflammungsphase und die frühe Flammpropagation. Mit höherer Last nimmt der Einfluss dieser Effekte ab.

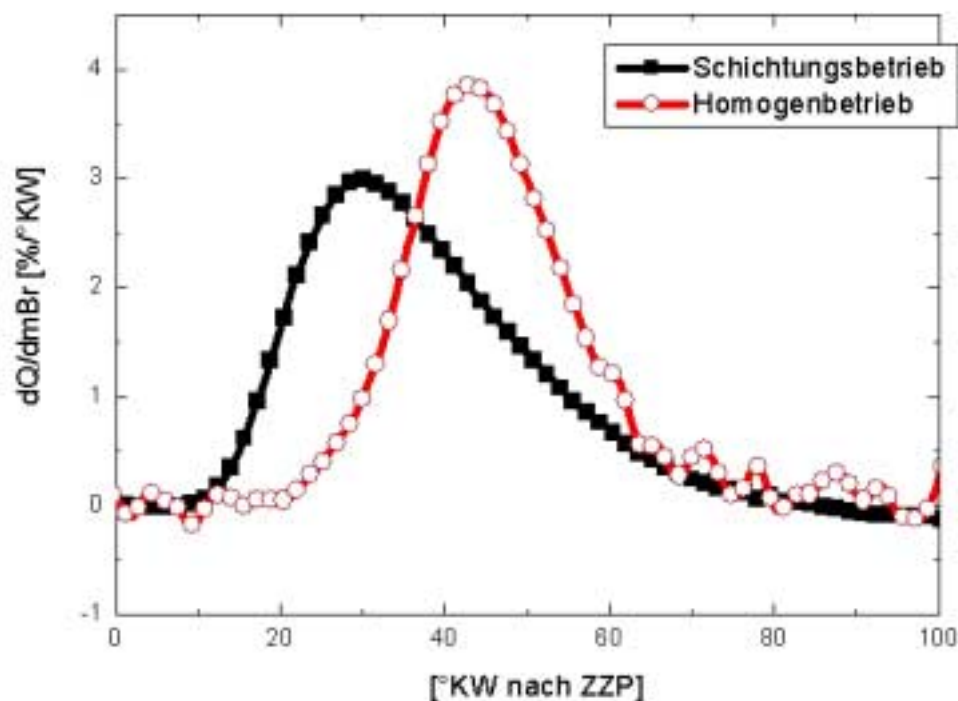


Abbildung 4.3: Wärmeentwicklungen

## 4.3 Flammenleuchten mit Hilfe der Spektrographie und der Diodenmesstechnik

Im allgemeinen zeigen Breitbanddioden deutlich höhere Lichtintensität für den Schichtungsfall als beim Homogenbetrieb. In Abbildung 4.4 sind die erhaltenen Lichtintensitäten für den Vergleich Schichtungsbetrieb versus Homogenbetrieb bei  $n = 2000 \text{ U/min}$  und  $p_{mi} = 4 \text{ bar}$  im Kraftstoffverbrauchsoptimum dargestellt. Der Raildruck im Schichtungsbetrieb ist dabei  $p_{Rail} = 75 \text{ bar}$ , für beide Fälle ist der maximale Drall ( $D_c = -5.2$ ) gewählt worden. Die Intensitätsunterschiede resultieren aus der physikalisch-chemischen Art der Verbrennung. So ist im allgemeinen die Chemilumineszenz des Homogenbetriebs deutlich schwächer als die recht intensive Russstrahlung, die bei Schichtungsbetrieb detektiert wird. Die Ergebnisse der Spektrographie zeigen für den Homogenbetrieb das

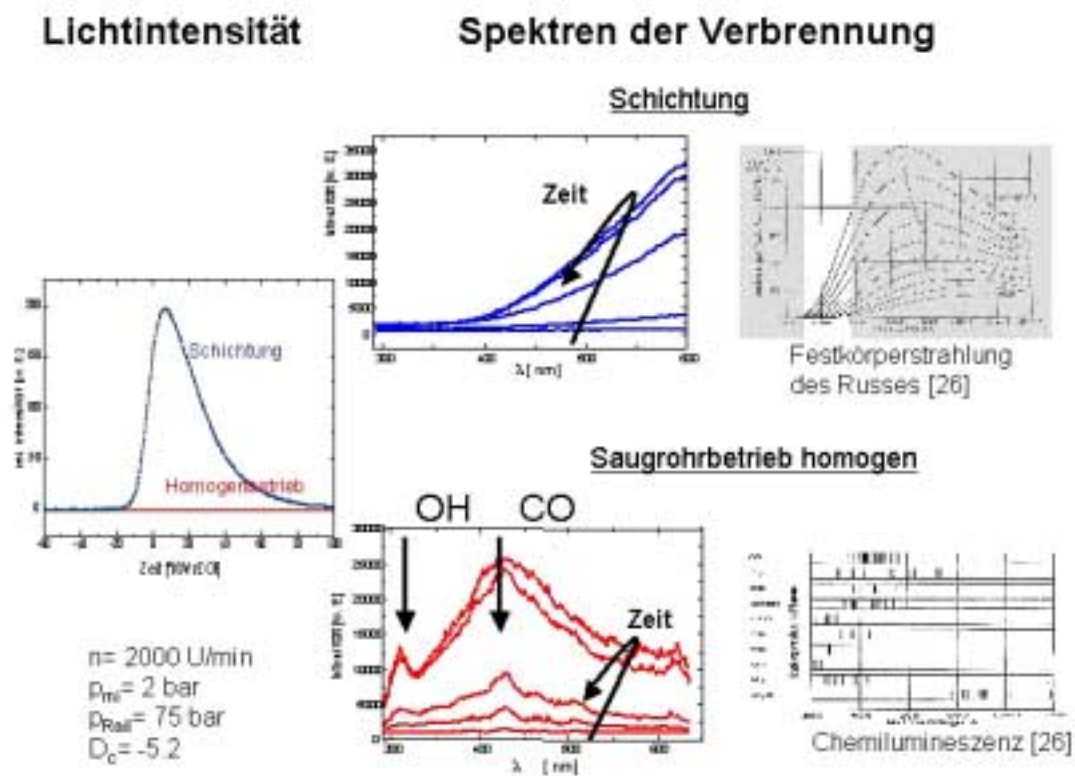


Abbildung 4.4: links: Lichtintensität des Flammleuchtens  
rechts: Spektren des Flammleuchtens mit Literaturvergleich

typische Chemilumineszenzspektrum mit ausgeprägten OH-Linien und CO-Banden (Abbildung 4.4), während bei Schichtung hauptsächlich Russstrahlung detektiert wird. Diese stammt aus sehr fetten Reaktionsbereichen mit teilweise vorgemischter Verbrennung oder Diffusionsverbrennung. Wiederum zeigt der

Schichtungsbetrieb deutlich höhere Zyklus-zu-Zyklus-Schwankungen, also auch der Lichtintensität, gegenüber dem Homogenbetrieb.

## 4.4 Endoskopie

Mit Hilfe der Endoskopie kann die Flammausbreitung im Homogenbetrieb dargestellt werden. Anhand vom Sternpunkt des Homogenbetriebes mit Saugrohreinspritzung SR ( $n = 2000 \text{ U/min}$ , maximaler Drall mit  $D_c = -5.2$ ,  $p_{SR} = \text{etwa } 4 \text{ bar}$ ,  $p_{mi} = 4 \text{ bar}$ ,  $ZZP = -22^\circ \text{KW n. OTP}$ ) ist sehr deutlich zu erkennen, dass die Flamme sphärisch propagiert bis sie aufgrund der Brennraumbegrenzung, z.B. Kolben oder Brennraumwand deformiert wird. Dies ist in Einklang mit der Literatur [25]. Im Homogenbetrieb ergeben sich sehr geringe zyklischen Schwankungen bezüglich der Darstellung der Flammkontur (Abbildung 4.5).

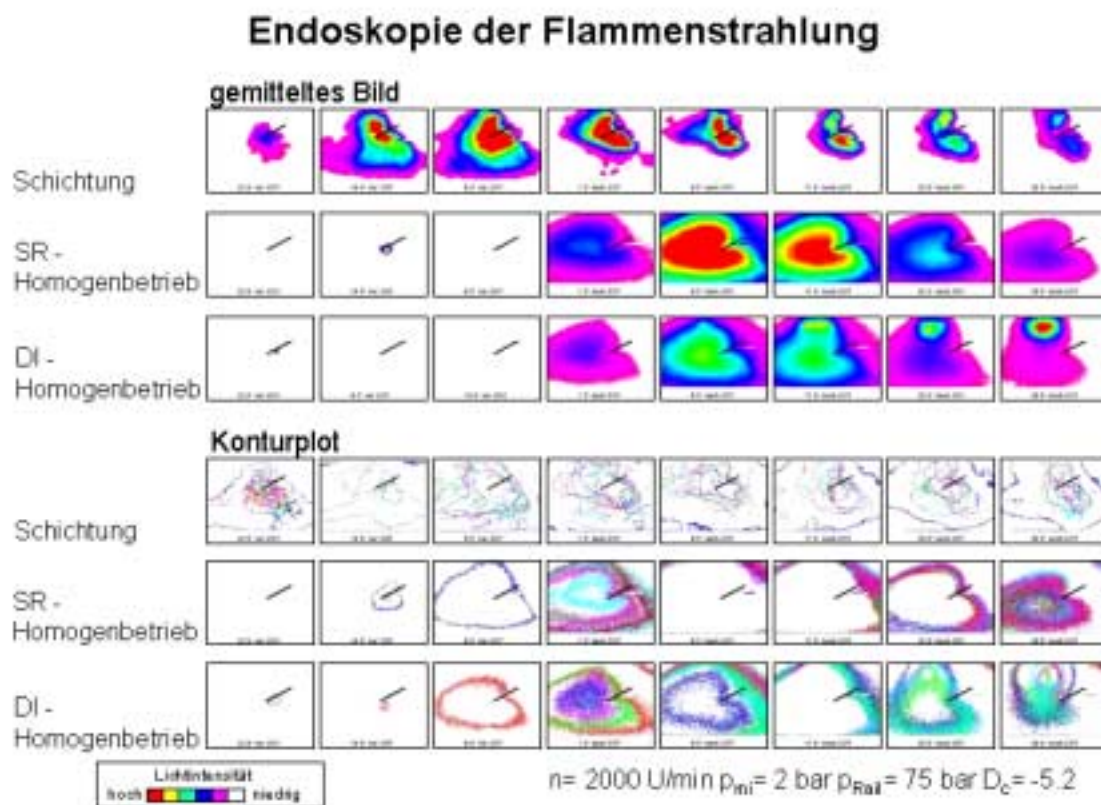


Abbildung 4.5: Endoskopieaufnahmen der Flammpropagation

Der direkteingespritzte Homogenbetrieb zeigt bei gleicher Spezifikation des Betriebspunkts im Prinzip ein dem saugrohreingespritzten Homogenbetrieb ähnliches Verhalten, allerdings ergibt sich bei ersterem zusätzlich ein helles



Leuchten aus dem oberen Bereich des Dachbrennraumes. Dieses stammt entweder resultierend aus lokal sehr fetten Reaktionsbereichen aus Nachspritzern oder aufgrund von schlechter Gemischaufbereitung wegen der Nähe zu kalten Brennraumwänden einhergehend mit niedriger Turbulenz.

Im Schichtungsbetrieb wurde der Sternpunkt bei  $p_{mi} = 4$  bar und  $n = 2000$  U/min zu Vergleichszwecken herangezogen. Auch hier wurde maximaler Drall ( $D_c = -5.2$ ) sowie (analog zum direkteingespritzten Homogenbetrieb) ein Einspritzdruck von  $p_{Rail} = 75$  bar gewählt. Der Zündzeitpunkt erfolgte bei ZZP =  $-38$  °KW nach OTP und der elektronische Einspritzbeginn wurde auf ESB =  $-84$  °KW gelegt. Hier dagegen präsentiert sich die Flamme stark zerrissene in der Kontur. Aus den gemittelten Bildern lässt sich eindeutig eine Schichtung der Flamme erkennen. Auch ist kein Fortschreiten der Flammfront, sondern eine lokalisierte Flamme vorhanden.

## 4.5 Flammausbreitung mit Hilfe der Ionenstromsonden

Auch mit Hilfe der Ionenstromsonden lässt sich die Flammausbreitung darstellen. Im Homogenbetrieb ist wiederum eine nahezu sphärische

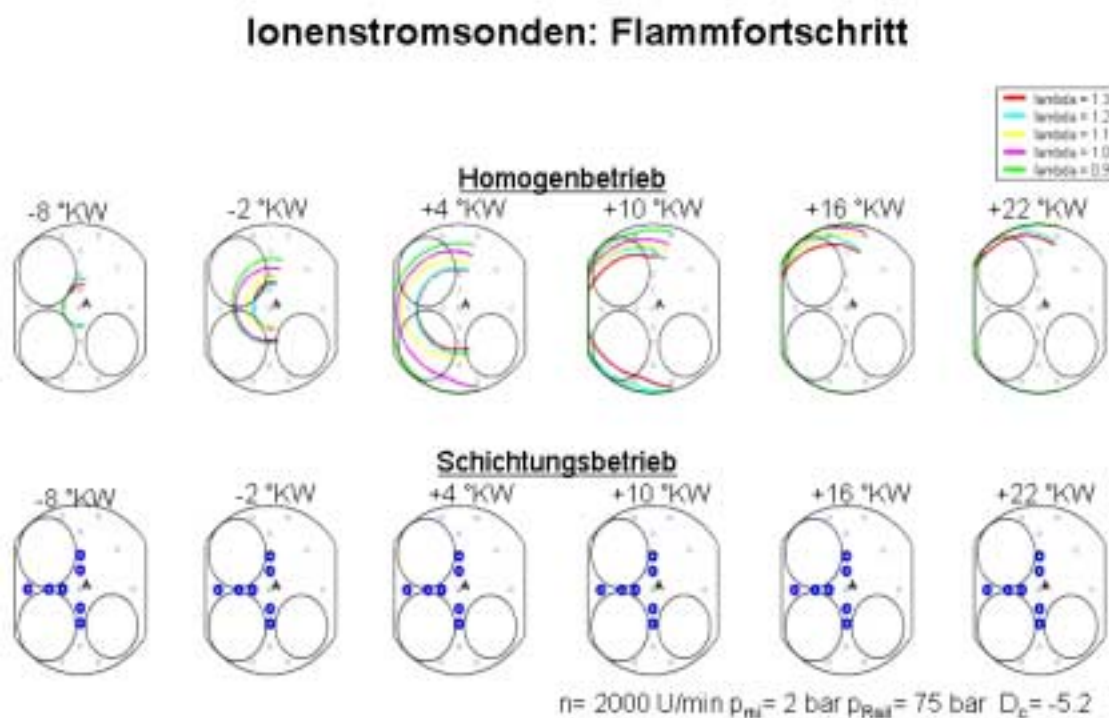


Abbildung 4.6: Flammausbreitung im Brennraum mit Hilfe der Ionenstromsonden

Flammausbreitung, zu erkennen (Abbildung 4.6). Im Schichtungsbetrieb dagegen ergibt sich ein scheinbar zufälliges Ansprechen der Sonden. Hier ist es sogar möglich, dass weiter aussen liegende Sonden vor innen liegenden Sonden ansprechen.

Im Homogenbetrieb zeichnet sich die Signalcharakteristik des Einzelzykluses i.a. durch einen ausgeprägten Peak, gefolgt von einem Plateau, das aus Ionen des Rauchgases stammt, aus. Auch diese Signalcharakteristik ist in der Literatur bekannt und es ergibt sich eine gute Übereinstimmung [27]. Im Schichtungsbetrieb dagegen zeigen sich mehrere kleine Peaks, die einer Diffusionsverbrennung zugeordnet werden können (Abbildung 4.7).

### Ionenstromsonden: Signalcharakteristik eines Einzelzykluses

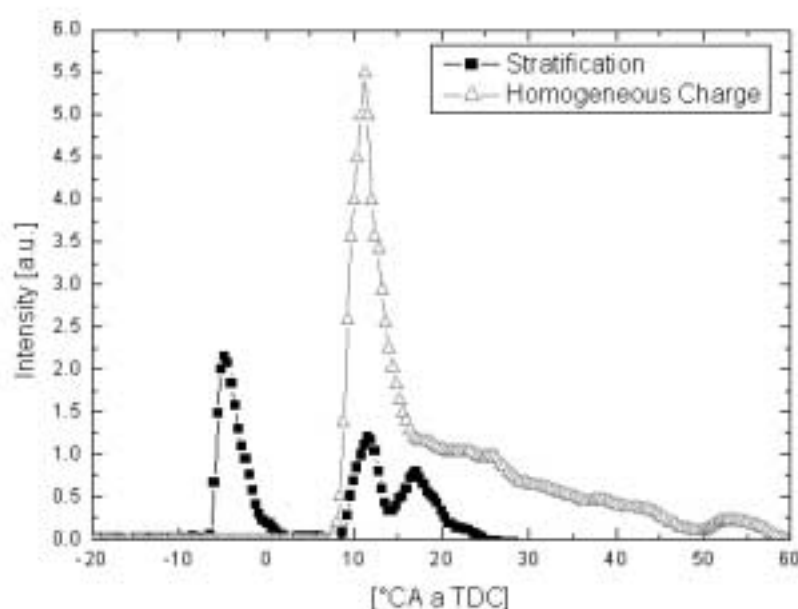


Abbildung 4.7: Signalcharakteristik eines Einzelzykluses

Bei Ansicht der Wahrscheinlichkeitsverteilung (Abbildung 4.8) der Flammankunft zeigt sich, dass es im Homogenbetrieb sehr geringe zyklische Schwankungen gibt, während im Schichtungsbetrieb grosse zyklische Schwankungen vorhanden sind und es Sonden gibt, die ohne Signal sind.

## Ionenstromsonden: Wahrscheinlichkeitsverteilung der Flammankunft

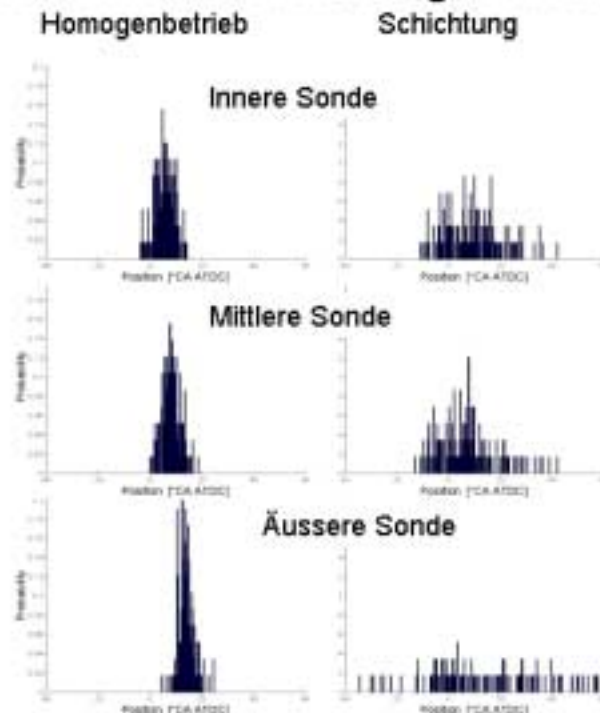


Abbildung 4.8: Wahrscheinlichkeitsverteilungen an verschiedenen Sonden

## 4.6 Russuntersuchungen

### 4.6.1 Höhe der Russemissionen anhand des KL-Faktors

Der homogen betriebene Ottomotor mit Saugrohreinspritzung zeigt i.a. eine sehr geringe, kaum messbare Russbildung. Demnach wird das Flammleuchten hauptsächlich durch die Chemilumineszenz dominiert. Beim direkteingespritzten Homogenbetrieb gibt es während der Verbrennung i.a. auch hauptsächlich Chemilumineszenzstrahlung, allerdings zeigt sich auch zum Ende der Verbrennung Russbildung, wie schon anhand der Endoskopie gezeigt wurde. Im Schichtungsbetrieb werden deutlich höhere Russwerte (KL-Werte) erzielt als dies im Homogenbetrieb der Fall ist (Abbildung 4.9). Dies liegt an den physikalisch-chemischen Eigenschaften der Verbrennung, denn nun kann nicht mehr nur von einer Vormischverbrennung mit mehr oder weniger kugelförmiger Ausbreitung ausgegangen werden. Bei Direkteinspritzung mit Schichtung steht



weniger Zeit zur Verfügung zur Gemischaufbereitung. Somit kommt es sowohl zu einer fetten vorgemischten als auch zu einer mischungskontrollierten Verbrennung. Die hier dargestellten Ergebnisse wurden anhand der Sternpunkte bei  $n = 2000 \text{ U/min}$  und einer Last von  $p_{mi} = 4 \text{ bar}$  erhalten.

## Russmessungen

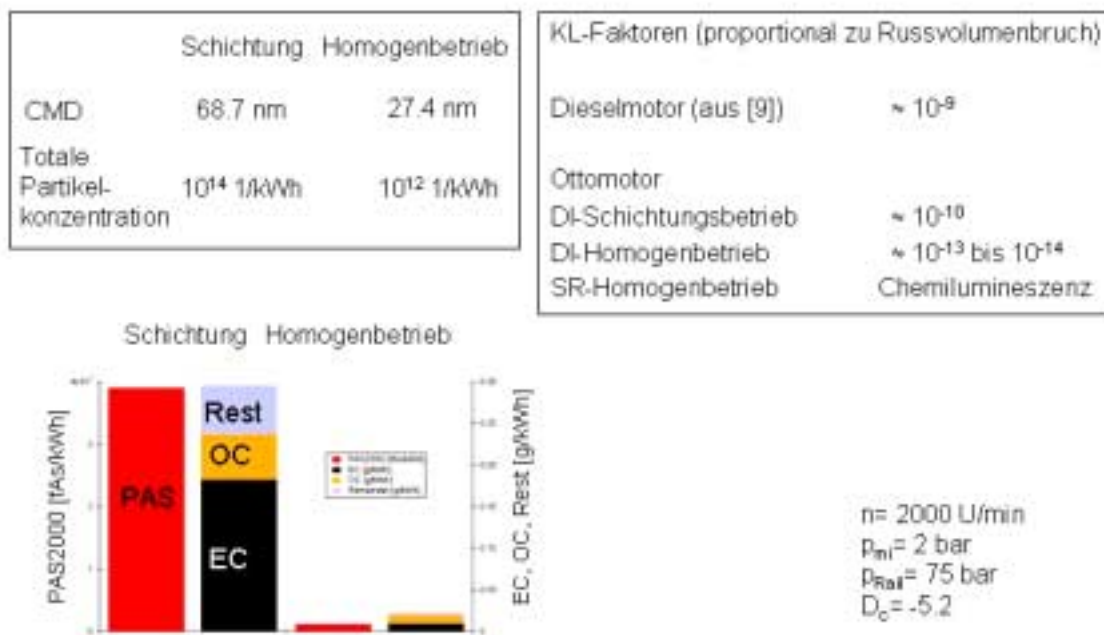


Abbildung 4.9: Ergebnisse der Russmessungen;

CMD: Count Median Diameter, OC: organischer Kohlenstoff, EC: elementarer Kohlenstoff (Russ), PAS: Mass für die aktive Oberfläche

Diffusionsverbrennung und sehr fette Vormischverbrennung sind typischerweise mit einem gewissen Anteil an Russproduktion verknüpft.

Beim Vergleich der während der Schichtung erhaltenen KL-Werte mit denen aus einem Common-Rail-Dieselmotor [9] ergibt sich das folgende Bild: Die Maxima der KL-Werte also des maximalen Russgehaltes liegen beim direkteingespritzten, strahlgeführten Ottomotor deutlich unter denen des Dieselmotors. Es werden Werte von typischerweise  $4 \cdot 10^{-10}$  erreicht, wogegen der Dieselmotor bei Werten von  $4 \cdot 10^{-9}$  [9] liegt. Auch beim integralen KL-Wert (KL integriert über die gesamte Verbrennung) zeigen sich ähnliche Größenordnungsverteilungen. Hier erreicht der Dieselmotor ein integrales KL in der Größenordnung von  $10^{-7}$  [9], während im Ottomotor mit Direkteinspritzung  $10^{-8}$  erhalten werden. Somit ist erkennbar, dass der

direkteingespritzte Ottomotor etwa eine Grössenordnung weniger Russ emittiert als der DI Diesel. Der hier dargestellte Vergleich zwischen den beiden Motoren ist mit derselben Sonde und unter Verwendung derselben Apertur zu Stande gekommen. Hiermit kann der reale Unterschied bezüglich des Russgehaltes zwischen dem erwähnten Dieselmotor mit Common-Rail-Einspritzung und dem strahlgeführten, direkteingespritzten Ottomotor verglichen werden. Insgesamt muss also dem in [28] berichteten Ergebnis grundlegend widersprochen werden.

#### **4.6.2 Zusammenhang zwischen den KL-Rohemissionen und dem Count Median Diameter (CMD) sowie dem organischen und elementaren Kohlenstoffgehalt und der totalen Partikelkonzentration**

Aus den Untersuchungen der Russemissionen im Abgasstrang (Abbildung 4.9) wird das mit der Zweifarbenmethode gewonnene Ergebnis bestätigt. Auch hier zeigt sich eine deutliche Erhöhung der Russwerte im Schichtungsbetrieb gegenüber dem Homogenbetrieb.

Aus Abbildung 4.10 ist ersichtlich, dass sich die Grösse KL proportional zum elementaren Kohlenstoff verhält, während sie aber unabhängig vom organischen Kohlenstoff ist. Dies ist eine wichtige Erkenntnis, denn somit ist gezeigt worden, dass das KL-Signal aus der russenden Verbrennung stammt und unabhängig von sonstigen Russquellen (z.B. polyzyklische aromatische Kohlenwasserstoffe, Reste unverbrannten Öls, Kraftstoffs oder Schmiermittels) ist.

KL ist auch proportional zum mittleren Teilchendurchmesser, dem Count Median Diameter CMD, was aus der Aerosolphysik erklärbar ist. Dieser Durchmesser ist so definiert, dass er die Anzahldichte halbiert. Je mehr Teilchen, desto grösser werden diese aufgrund von Agglomeration [12].

Im allgemeinen ergibt sich ein linearer Zusammenhang zwischen dem Wert erhalten durch die Integration über KL und dem absoluten Maximum von KL (Abbildung 4.10).

Beim Vergleich des normierten KL-Wertes zur normierten totalen Partikelkonzentration im Auspuff lässt sich erkennen, dass ein Zusammenhang vorhanden ist. In [9] ist dargestellt, dass das Integral von KL linear mit den Ergebnissen aus Opazitätuntersuchungen zusammenhängt.

## Zusammenhang KL-Faktor mit abgasseitig gemessenen Russemissionen

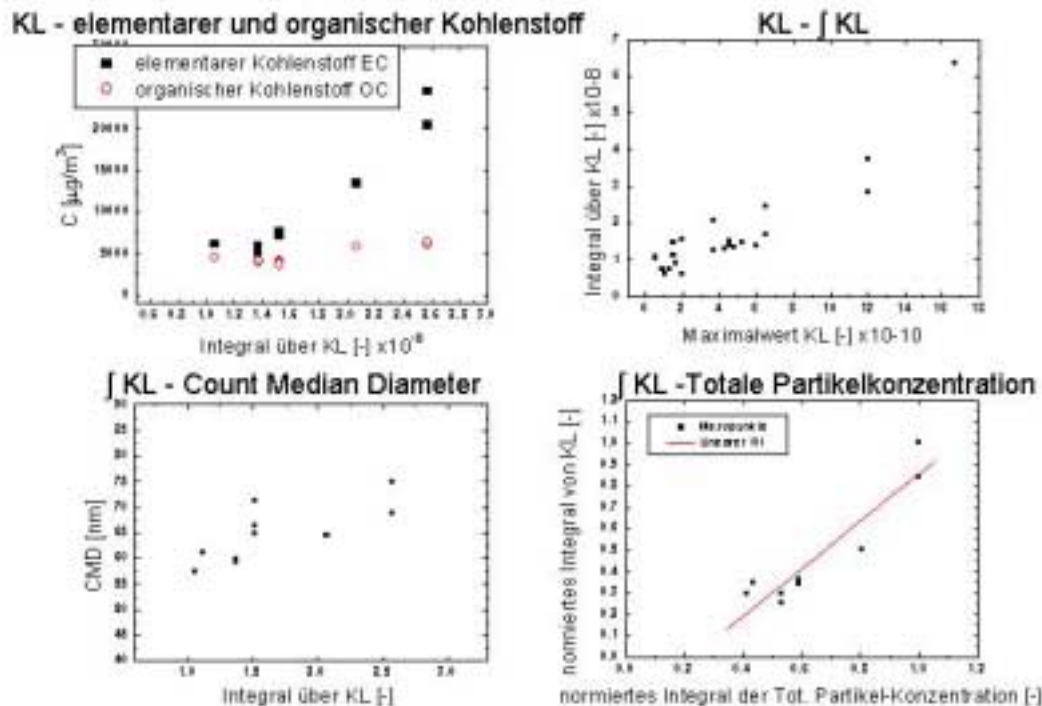


Abbildung 4.10: Vergleich der im Brennraum gemessenen Kenngrößen der Russbildung mit den im Abgasstrang gemessenen Werte

### 4.6.3 Temperatur- und Luft-Kraftstoff-Verhältnisbestimmung mit Hilfe der Zweifarbenmethode

Im direkteingespritzten homogenen Betrieb bei  $\lambda=1.0$  stimmt die mit der Zweifarbenmethode gemessene Temperatur sehr gut mit der durch das WEG berechneten Rauchgaszonentemperatur ( $\lambda=1.0$ ) überein (Abbildung 4.11). Die hier dargestellten Messungen und Berechnungen sind am Sternpunkt ( $p_{mi}= 4$  bar) mit einem Raildruck von  $p_{Rail}= 75$  bar, einer Drehzahl von  $n= 2000$  U/min bei maximalem Drall ( $D_c= -5.2$ ) aufgenommen.

## Kraftstoff-Luft-Verhältnis-Bestimmung aus der Rauchgaszonentemperatur

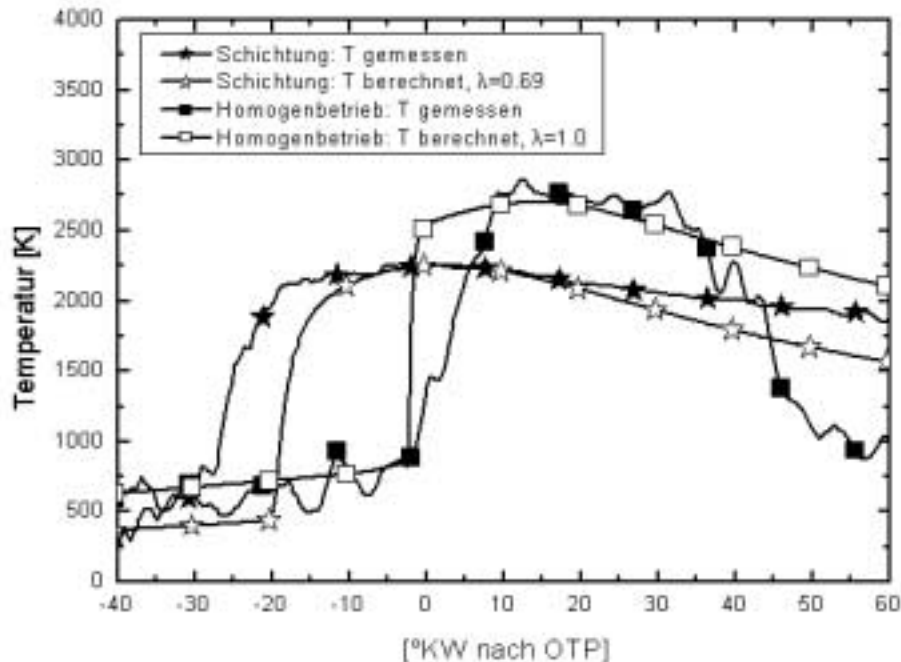


Abbildung 4.11: Bestimmung der Temperatur

Auch unter Variation des Verbrennungs-Luft-Verhältnisses ergibt sich jeweils eine sehr gute Übereinstimmung zwischen gemessener und gerechneter Temperatur für den Homogenbetrieb.

Im direkteingespritzten Schichtungsbetrieb können die gemessene und die mit Hilfe des Zwei-Zonen-Modells gerechnete Rauchgastemperatur zur Übereinstimmung gebracht werden indem das Luft-Kraftstoff-Verhältnis verändert wird. Dies ist möglich, da die Verbrennungstemperatur eine Abhängigkeit von der Luftzahl zeigt [25].

Bei Anpassen der beiden Spitzentemperaturen ergibt sich, dass ein Luft-Kraftstoff-Verhältnis von etwa  $\lambda=0.69$  vorhanden ist. Beim direkteingespritzten Ottomotor ist erkennbar, dass die mit dem Zweizonenmodell gerechnete Temperatur nur eine gewisse Zeit lang mit der gemessenen Temperatur übereinstimmt (Abbildung 4.12). Anschliessend fällt die gerechnete unter die gemessene Temperatur. Bei erneuter Anpassung ergibt sich eine Verbrennung mit höherem Luft-Kraftstoff-Verhältnis. Dies macht auch Sinn, da davon auszugehen ist, dass zu Beginn der Verbrennung nahe der Zündkerze das aufbereitete Gemisch sehr fett verbrennt, während gegen Ende die Verbrennung abmagert.

## Bestimmung der Temperatur in der Rauchgaszone mit Hilfe der Anpassung des Luft-Kraftstoff-Verhältnisses (Zwei-Zonen-Modell)

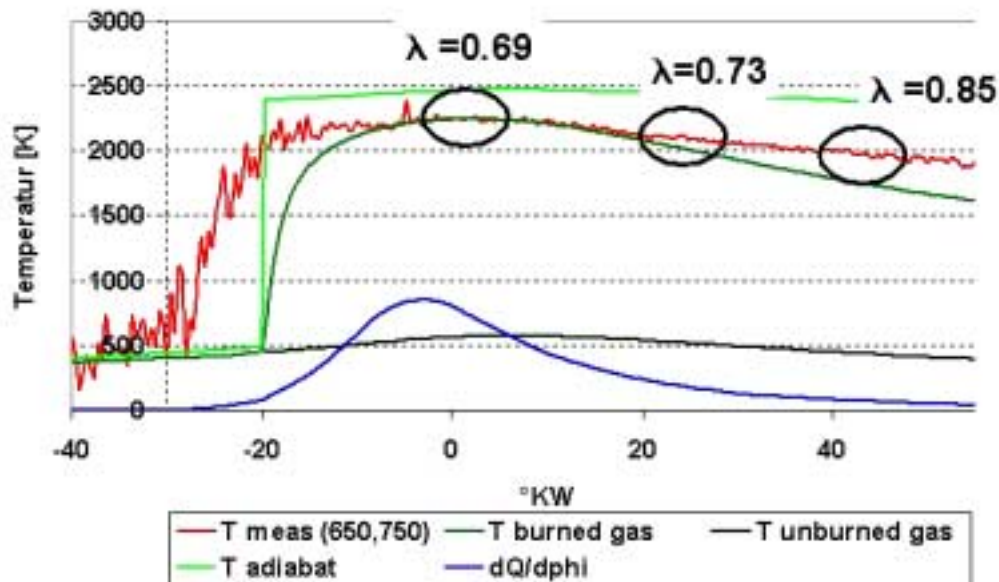


Abbildung 4.12: Bestimmung der Temperatur der Rauchgaszone

## 4.7 NO<sub>x</sub>

Bei Darstellung der NO<sub>x</sub>-Emissionsergebnisse über der gemessenen Spitztemperatur in einem Arrhenius-Plot zeigt sich, dass für den Schichtungsbetrieb die Messpunkte aufgetragen über der gemessenen Temperatur in der Größenordnung liegen wie sie für den Dieselmotor [9] gefunden wurden (Abbildung 4.13). Im Homogenbetrieb zeigt sich eine ähnliche Steigung, also ähnliche Aktivierungsenergie bzw. Aktivierungstemperatur, allerdings ein niedrigerer Vorfaktor, welcher die Geschwindigkeitskonstante bestimmt. Somit ist, wie erwartet, die Temperatur der dominierende Faktor bei der NO<sub>x</sub>-Entstehung.

## NO<sub>x</sub> (gemessen) vs. Prozess-Spitztemperatur (berechnet aus dem Russignal)

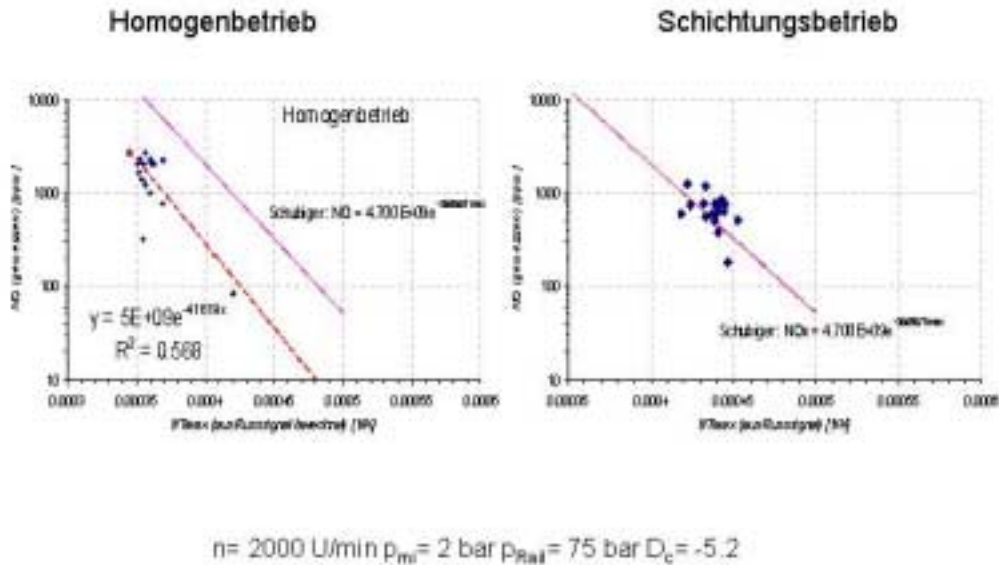


Abbildung 4.13: Zusammenhang zwischen den gemessenen NO<sub>x</sub>-Werten und der gemessenen Spitztemperatur

## 4.8 Zusammenhang der globalen Verbrennung anhand der Wärmeentwicklung mit lokalen Größen anhand von Lichtemissionen und Ionenstromsondenmessungen

Die Darstellung des mit Hilfe von statistischen Methoden untersuchten Zusammenhangs zwischen den globalen Größen der Energieumsetzung und von lokalen Größen wird im folgenden behandelt. Dies wurde anhand von den in Kapitel 3 beschriebenen Dioden und der Lichtleiterzündkerze sowie der Ionenstromsonden durchgeführt.

#### 4.8.1 Lichtwellenleitertechnik

Beim Homogenbetrieb konnte sowohl die Lichtleiterzündkerze wie auch die Diodentechnik angewendet werden. Bei der Untersuchung des statistischen Zusammenhangs zwischen der Lichtentwicklung und den Energieumsetzung sowie den Druckparametern zeigte sich, dass im allgemeinen ähnliche Zusammenhänge in Stärke und Richtung gefunden werden, vorausgesetzt die Untersuchungen finden in einem Wellenlängenbereich statt, wo Chemilumineszenz detektiert werden kann. So ergibt sich ein positiver Zusammenhang zwischen Lichtentwicklung und Energieumsetzung (hier nicht gezeigt). Bei Wahl eines Wellenlängenbereiches, wo nur Gasstrahlung oder gar Festkörperstrahlung aufgenommen wird, sind erwartungsgemäss keine Zusammenhänge feststellbar. In Abbildung 4.14 ist der Zusammenhang zwischen dem 50%-energieumsatzpunktes dargestellt. Die Lichtentwicklung wurde mit Hilfe einer Diode mit Bandpassfilter bei  $\lambda = 750 \text{ nm}$  aufgenommen.

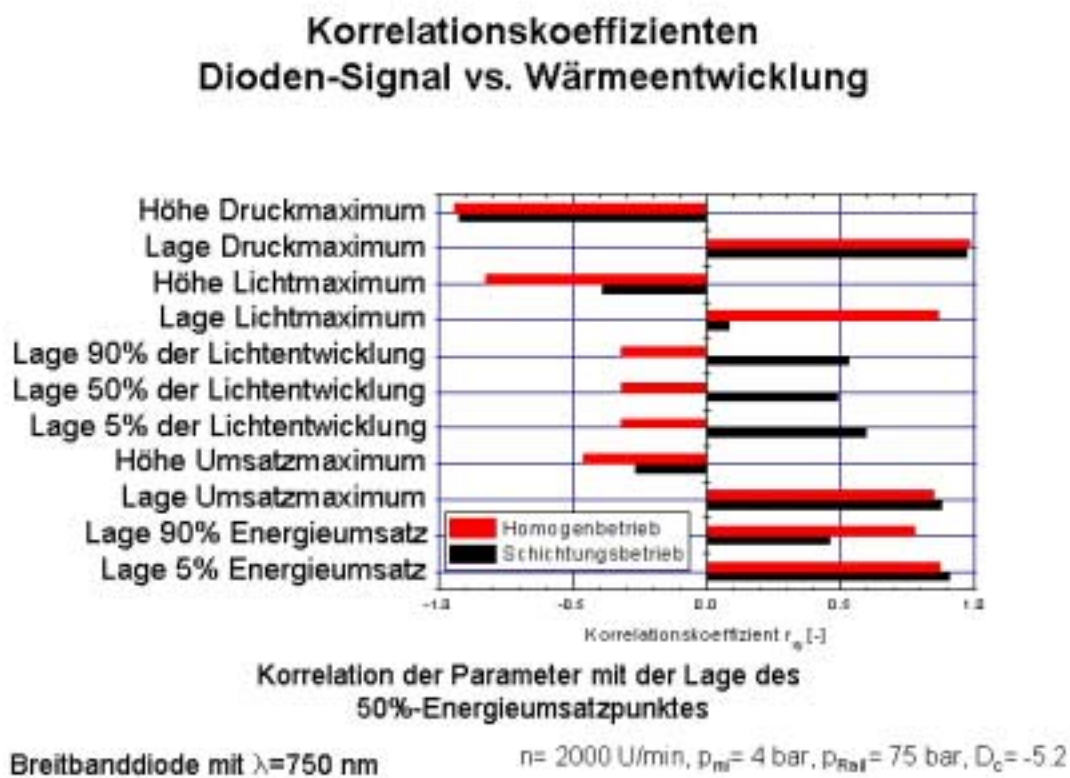


Abbildung 4.14: Statistischer Zusammenhang zwischen Grössen der Lichtentwicklung und der Energieumsetzung

Es zeigt sich ein starker Zusammenhang zwischen der frühen Energieumsetzung (5%-Umsatzpunkt) und dem Erreichen des 50%-Umsatzpunktes sowie dem Erreichen des 90%-Energieumsatzpunktes und der Lage des Umsatzmaximums. Die Lage und Höhe des Druckmaximums korrelieren sehr gut mit dem Erreichen der 50%-Energieumsetzung.

Im allgemeinen ist ein positiver Zusammenhang zwischen den einzelnen Lagen des Lichtmaximums und des Umsatzes sowie des Druckes zu vermerken, während der Zusammenhang zwischen der Lage eines Punktes und der zugehörigen Höhe stets negativ ist.

Bei Vergleich der Lichtentwicklung mit der Energieumsetzung zeigen sich keine statistisch signifikanten Zusammenhänge mehr. Dies wird auch erwartet, da die Breitbanddiode vornehmlich Russ oder Gasstrahlung detektiert, nicht jedoch Chemilumineszenz.

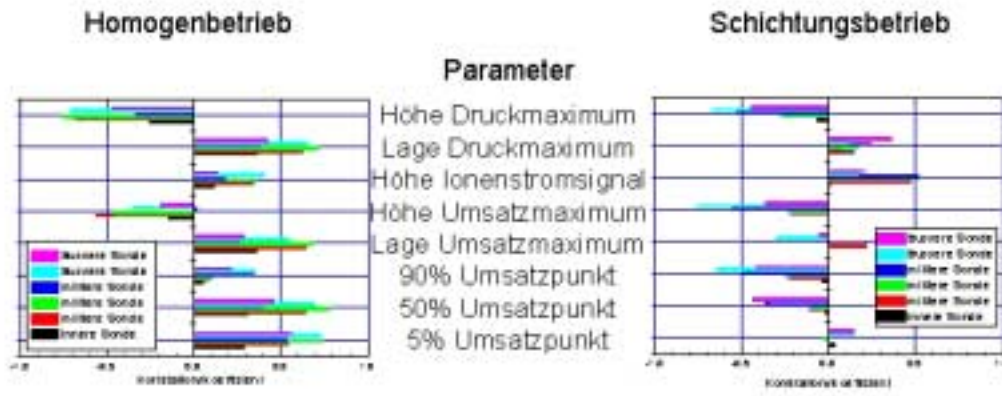
Im Schichtungsbetrieb zeigt sich wiederum der starke Zusammenhang zwischen den einzelnen Grössen der Energieumsetzung, allerdings trifft dies nicht mehr auf den 90%-Umsatzpunkt zu. Im Schichtungsfall ergibt sich ein Zusammenhang, wenn auch nur schwach, zwischen der Energieumsetzung und der Lichtentwicklung. Das bedeutet, dass die Russstrahlung vornehmlich in der reaktionszone gebildet wird. Je später die Lage des 50%-Energieumsatzpunktes ist, desto später wird auch die jeweilige Lage des Lichtes erreicht. Allerdings zeigen weder Lage noch Höhe des Lichtmaximums mehr einen Zusammenhang zur Energieumsetzung.

#### **4.8.2 Ionenstromsonden**

Im Homogenbetrieb zeigen die Ionenstromsondenmessungen (Abbildung 4.15) einen schwachen positiven Zusammenhang zwischen der Lage des maximalen Signals und dem Umsatz; wobei dieser Zusammenhang für den 90%-Umsatzpunkt nicht mehr gilt. Dieser positive Zusammenhang ist so zu interpretieren, dass mit späterem Erreichen des maximalen Ionenstromsignals auch eine spätere Energieumsetzung erfolgt. Im Schichtungsbetrieb dagegen ist Richtung des Zusammenhangs in entgegengesetzter Richtung als beim Homogenbetrieb. Das heisst, je später die Sonde anspricht, desto früher erfolgt die Energieumsetzung. Dies bedeutet, dass je kompakter die Flamme ist, desto schneller brennt sie. Bei starker Auswehung werden die einzelnen Sonden früher erreicht.



## Korrelationskoeffizienten Ionenstromsonden-Signal vs. Wärmeentwicklung



**Korrelation der Parameter mit der Lage des  
max. Ionenstromsensorsignals**

Abbildung 4.15: Statistischer Zusammenhang zwischen der Lage des maximalen Ionenstromsensorsignals und der Energieumsetzung

## 5 Variation verschiedener motorischer Parameter im Schichtungsbetrieb

### 5.1 Variation Zündzeitpunkt

Unter Variation des Zündzeitpunktes im Schichtungsbetrieb ergibt sich aus der Kraftstoffverbrauchsuntersuchung wie auch bei Ansicht der Laufruhe, dass ein optimales Fenster bzgl. der Wahl des Zündzeitpunktes ZZP bei konstantem Einspritzbeginn ESB existiert.

#### Zündzeitpunktvariation (Einspritzbeginn konstant)

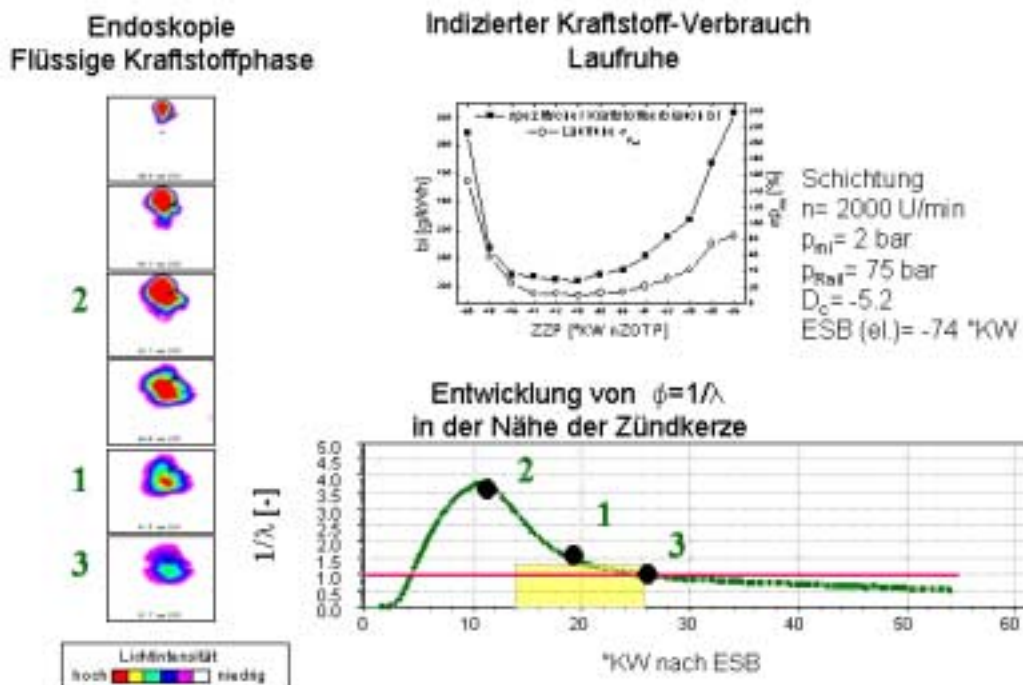


Abbildung 5.1: Auswirkungen des Zündzeitpunktes auf den indizierten Kraftstoffverbrauch, die Laufruhe sowie die flüssige Kraftstoffphase und das Kraftstoff-Luft-Verhältnis in der Nähe der Zündkerze

In Abbildung 5.1 ist dies anhand einer Variation des Zündzeitpunktes bei einem konstanten elektronischen Einspritzbeginn  $ESB = -74$  °KW n. OTP dargestellt. Diese Aufnahme wurde bei  $n = 2000$  U/min und mit maximalem Drall ( $D_c = -5.2$ ) durchgeführt. Der Einspritzdruck wurde konstant auf  $p_{Rail} = 75$  bar gehalten. Beim optimalen Zündzeitpunkt von  $ZZP = -40$  °KW n. OTP resultiert ein Mitteldruck von  $p_{mi} = 2$  bar.

Eine Erklärung für dieses Phänomen kann mit Hilfe der Endoskopie (Abbildung 5.1), speziell der flüssigen Phase des Kraftstoffes und unter Zuhilfenahme der Ergebnisse aus der 3D-Simulation gewonnen werden. Durch die 3-D-Simulation (Abbildung 5.1) konnte das Luft-Kraftstoff-Verhältnis in der Region der Zündkerze bestimmt werden. So zeigt sich, dass bei früher Einleitung der Zündung im Bereich der Zündkerze nur sehr fettes Gemisch vorhanden ist. Aus den Endoskopieuntersuchungen ist erkennbar, dass es hier sogar noch flüssige

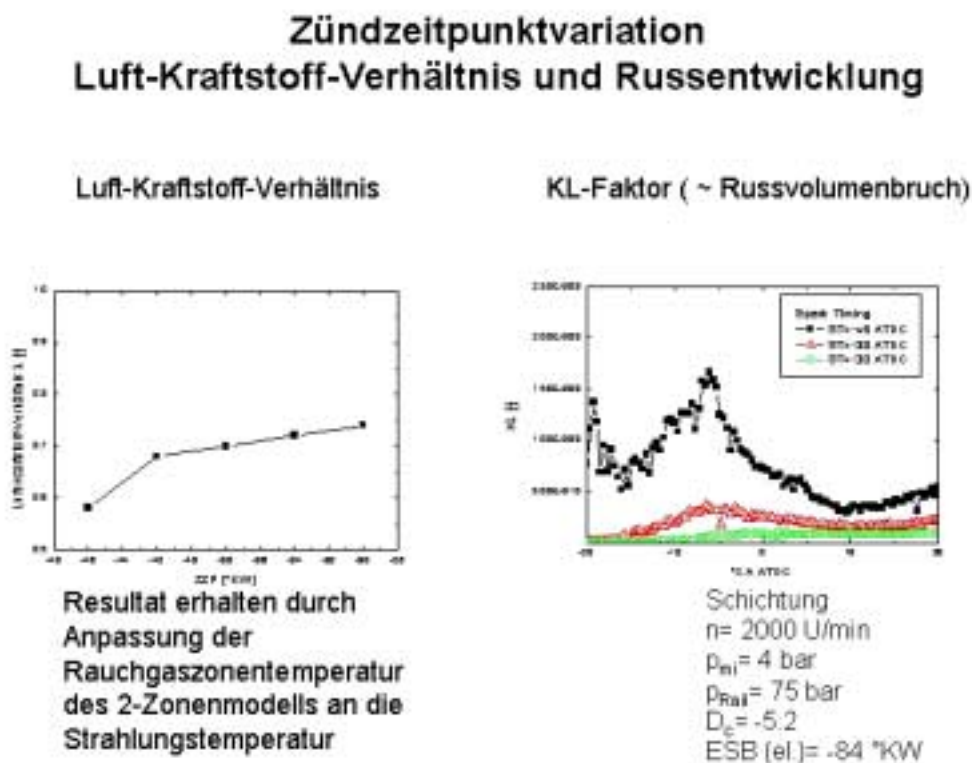


Abbildung 5.2: Auswirkungen des Zündzeitpunktes auf das Luft-Kraftstoff-Verhältnis und die Russbildung

Kraftstofftröpfchen gibt. Bei zu später Einleitung der Zündung befindet sich nur noch mageres Gemisch im Entflammungsbereich. Hier zeigt auch die Endoskopie, dass sehr viel Gemisch verdampft ist und in Folge dessen in weite

Brennraumbereiche vorgedrungen ist. Durch die späte Einleitung der Zündung bekommen die aktuellen Strömungsbedingungen grossen Einfluss auf die Gemischaufbereitung und somit steigen die Zyklus-zu-Zyklus-Schwankungen. Bei Bestimmung des Luft-Kraftstoff-Verhältnisses mit Hilfe der Zweifarbenmethode (Abbildung 5.2) zeigt sich, dass die Luftzahl in der Reaktionszone für frühe Zündungseinleitung deutlich fetter ist als für spätere Zeitpunkte. Diese Tendenz steht in Einklang mit der 3-D-Simulation und wird direkt im phänomenologischen Modell als K-Faktor repräsentiert. Diese Tatsache setzt sich auch in der Russbildung fort. Es zeigt sich (Abbildung 5.2), dass bei sehr früher Verbrennungseinleitung die Russbildung deutlich höher ist als bei späterer Wahl des Zündzeitpunkts. Die Durchführung der hier dargestellten Versuche erfolgte bei  $n = 2000$  U/min und bei maximalem Drall ( $D_c = -5.2$ ) sowie einem Einspritzdruck von  $p_{Rail} = 75$  bar. Der Einspritzbeginn wurde elektronisch bei  $ESB = -84$  °KW n. OTP konstant gehalten, so dass beim optimalen Zündzeitpunkt ( $ZZP = -38$  °KW n. OTP) ein Mitteldruck von  $p_{mi} = 4$  bar resultiert.

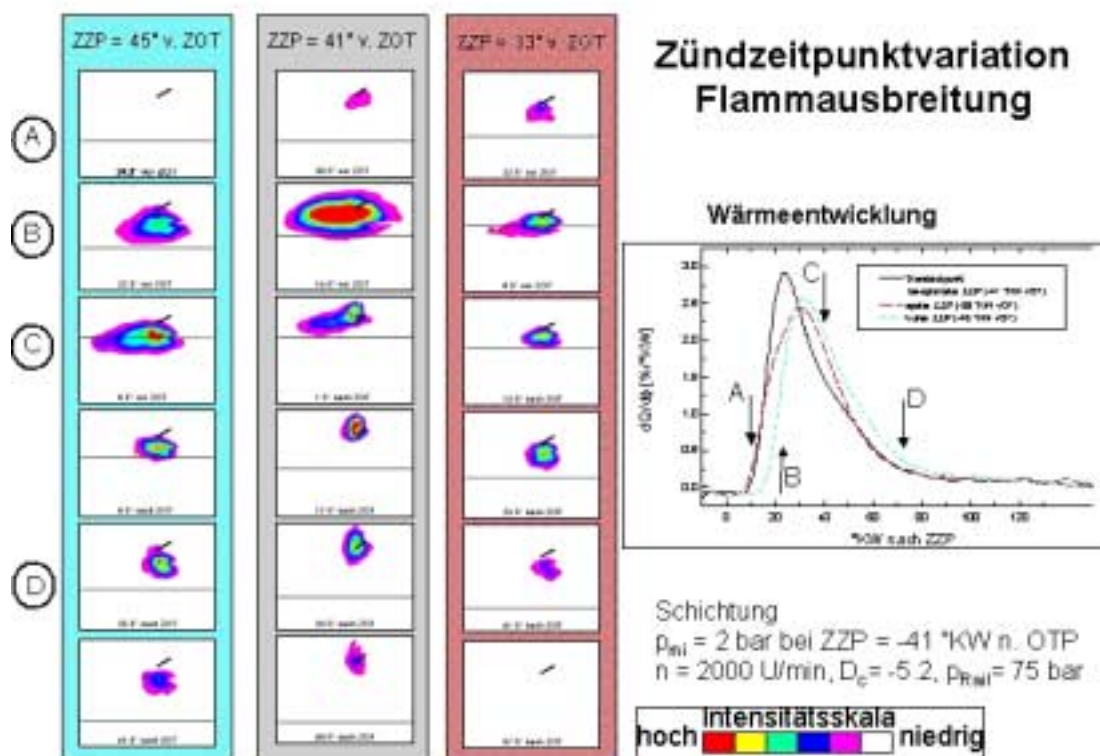


Abbildung 5.3: Endoskopie und Wärmeentwicklung

Auch in der Schichtung sind die Endoskopiemessungen (Abbildung 5.3) im Einklang mit den Ionenstromsondenmessungen (Abbildung 5.4). In beiden Fällen zeigt sich, dass nur bei optimalem Zündzeitpunkt die Verbrennung

ausreichende Schichtung erreicht. Bei Wahl eines zu späten oder zu frühen Zündzeitpunktes wird stets eine Auswehung des Gemischs und demzufolge der Flamme erreicht. Bei zu frühem Zündzeitpunkt wird die Flammgeschwindigkeit und die -Temperatur durch die sehr fette Verbrennung derart gesenkt, dass viel Gemisch, das schlecht aufbereitet ist, in weite Brennraumbereiche ausgeweht wird.

Dies schlägt sich in der Wärmeentwicklung nieder, die hier eine deutliche Verschleppung des Beginns des Anstieges zeigt (Abbildung 5.3) im Vergleich zum optimalen Fall. Bei zu später Einleitung der Verbrennung ist a priori durch die lange Aufbereitungszeit viel Kraftstoff verdampft und dementsprechend ausgeweht worden. Lokal im Bereich der Zündkerze ist das Luft-Kraftstoff-Verhältnis sehr mager, was nur eine langsame Flammentwicklung einhergehend mit niedriger Flammtemperatur erlaubt. Dies führt wiederum zu einer weiteren schlechteren Aufbereitung und Verbrennung.

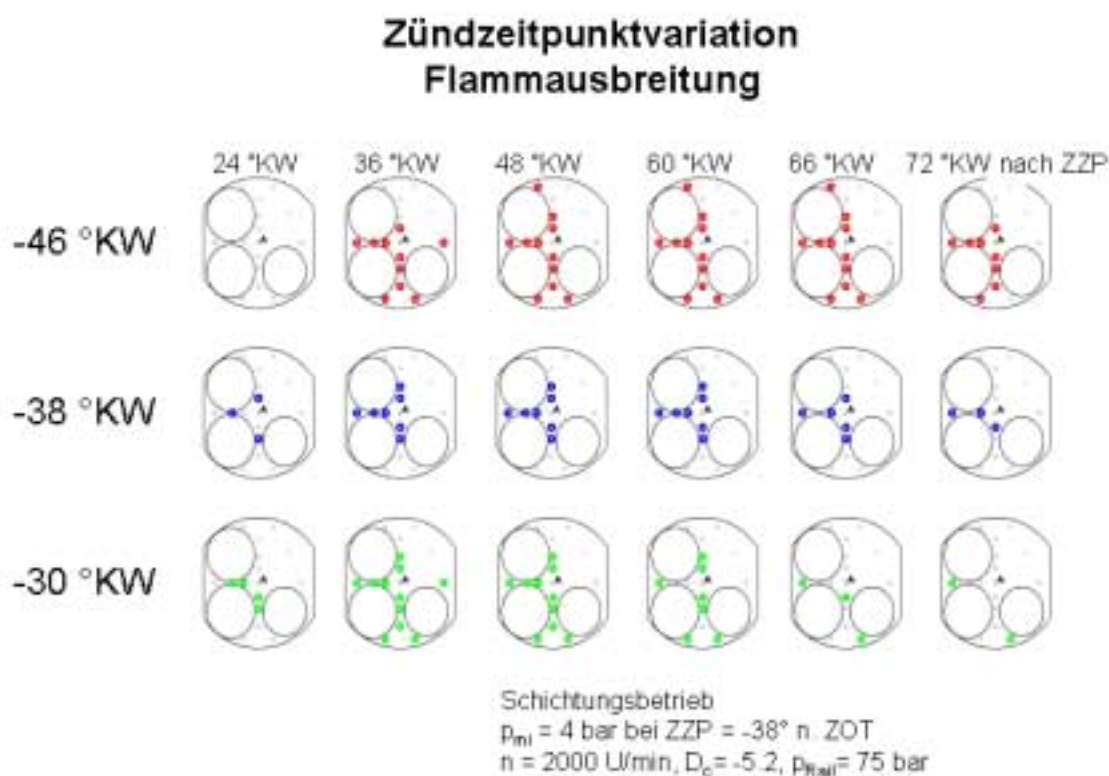


Abbildung 5.4: Auswirkung des Zündzeitpunktes auf das Ionenstromsensensignal

Bei Wahl des optimalen Zündzeitpunktes dagegen ist genügend Gemisch aufbereitet zur Darstellung einer ausreichend schnellen Flammpropagation. Gleichzeitig ist aber nicht zu viel Gemisch in die flüchtige Phase übergegangen, so dass die Schichtung lokal begrenzt bleibt und somit ein schnelles Ansteigen mit einem hohen maximalen Umsetzungswert erreicht wird. Dies schlägt sich

dann auch in der Wahrscheinlichkeitsverteilung an den einzelnen Sonden nieder (Abbildung 5.5), denn es zeigt sich, dass im Optimum an den Sonden deutlich niedrigere Zyklus-zu-Zyklus-Schwankungen auftreten als bei einer Zündeinleitung in gewissem Abstand zum Optimum. Dies spricht wiederum für eine von den lokalen Strömungsbedingungen und deren Schwankungen im Brennraum zunehmend abhängige Flammentwicklung, die sehr instabil ist und zu hoher Laufunruhe und zu hohem Kraftstoffverbrauch führt.

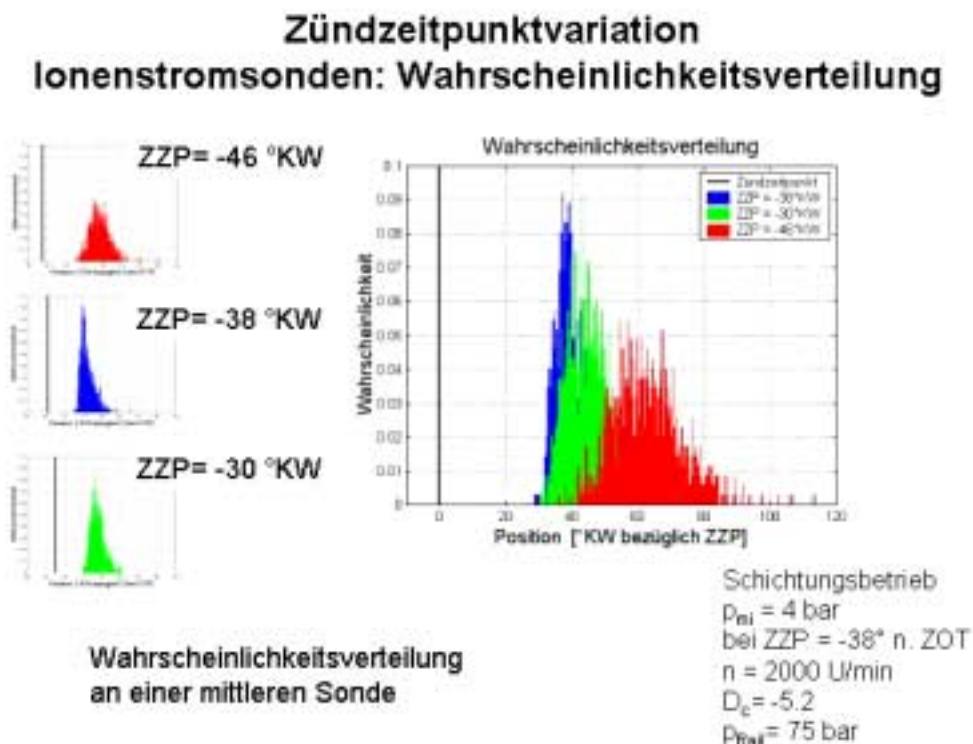


Abbildung 5.5: Wahrscheinlichkeitsverteilung an einer mittleren Ionenstromsonde

## 5.2 Drallvariation

Der Drall beeinflusst massiv das Ausmass der Schichtung, da er zum einen zu einer Stabilisierung der Gemischwolke beiträgt und zum anderen durch den Turbulenzeintrag die Verdampfung verbessert. In der hier vorliegenden Versuchsreihe wurde stets bei  $n = 2000 \text{ U/min}$  und einem Raildruck von  $p_{Rail} = 75 \text{ bar}$  unter Konstanthaltung des Einspritzbeginns  $ESB = -84^\circ \text{KW}$  n. OTP und des Zündzeitpunktes bei  $ZZP = -38^\circ \text{KW}$  n. OTP der Drall mit Hilfe von Drallplatten im linken Einlasskanal variiert. So entspricht die vollkommene Schliessung des linken Einlasskanales bei gleichzeitiger kompletter Öffnung



des rechten Kanals einer Drallzahl von  $D_c = -5.2$  [23]. Bei gleichzeitiger Öffnung beider Kanäle ergibt sich eine Drallzahl von  $D_c = +0.36$  [23]. Zusätzlich wurde eine mittlere Drallzahl von  $D_c = -2.2$  durch Verwendung einer Drallplatte mit 75% Durchlass untersucht. Ein negativer Drall bedeutet hierbei, dass die aktuelle Reaktionszone in Richtung des heißen Auslassventils transportiert wird [23].

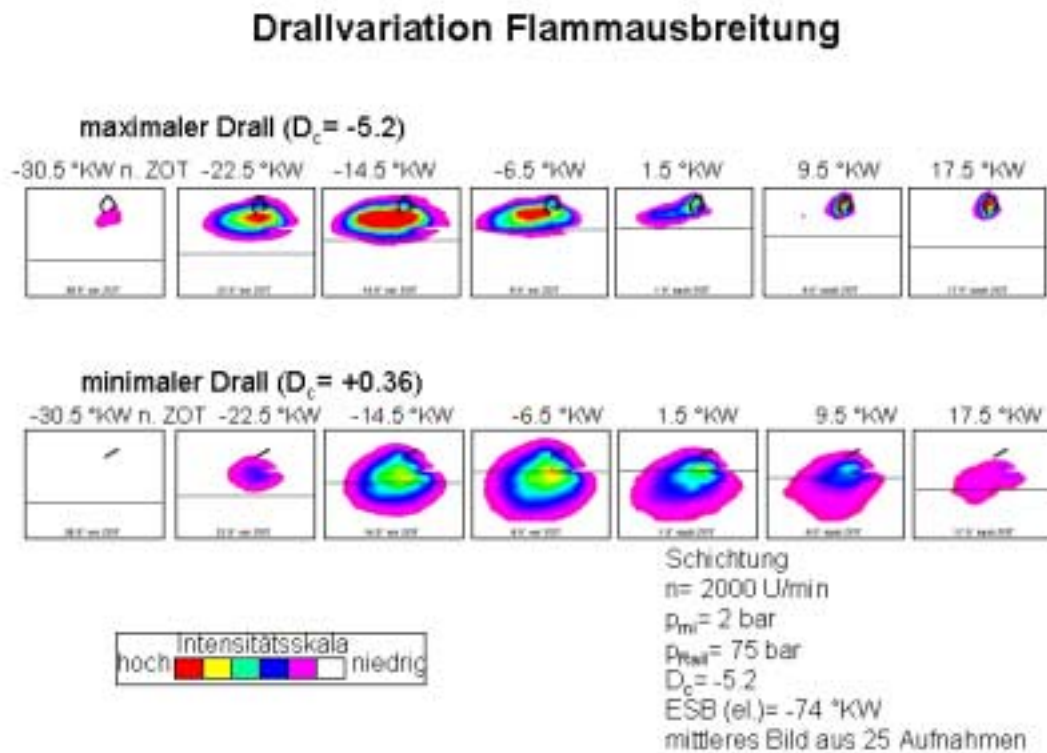


Abbildung 5.6: Endoskopieuntersuchungen

Aus den Endoskopieaufnahmen (Abbildung 5.6) sowie den Ionenstromsondenuntersuchungen (Abbildung 5.7) ist ersichtlich, dass bei niedrigem Drall eine deutliche Auswehung des Gemisches durch den geringen Stabilisationseffekt erfolgt. Für diese Darstellung ist die Variation zwischen  $D_c = -5.2$  und  $D_c = +0.36$  gewählt.

Bei Ansicht der Wärmeentwicklung (Abbildung 5.7) werden die Konsequenzen dieser Auswehung auf die Verbrennung deutlich sichtbar. So läuft die Verbrennung deutlich langsamer ab unter Verwendung eines niedrigen Drallniveaus. Auch die Zyklus-zu-Zyklus-Schwankungen an den einzelnen Orten im Brennraum sind deutlich höher bei niedrigerem Drallniveau als bei hohem (siehe Abbildung 5.8)

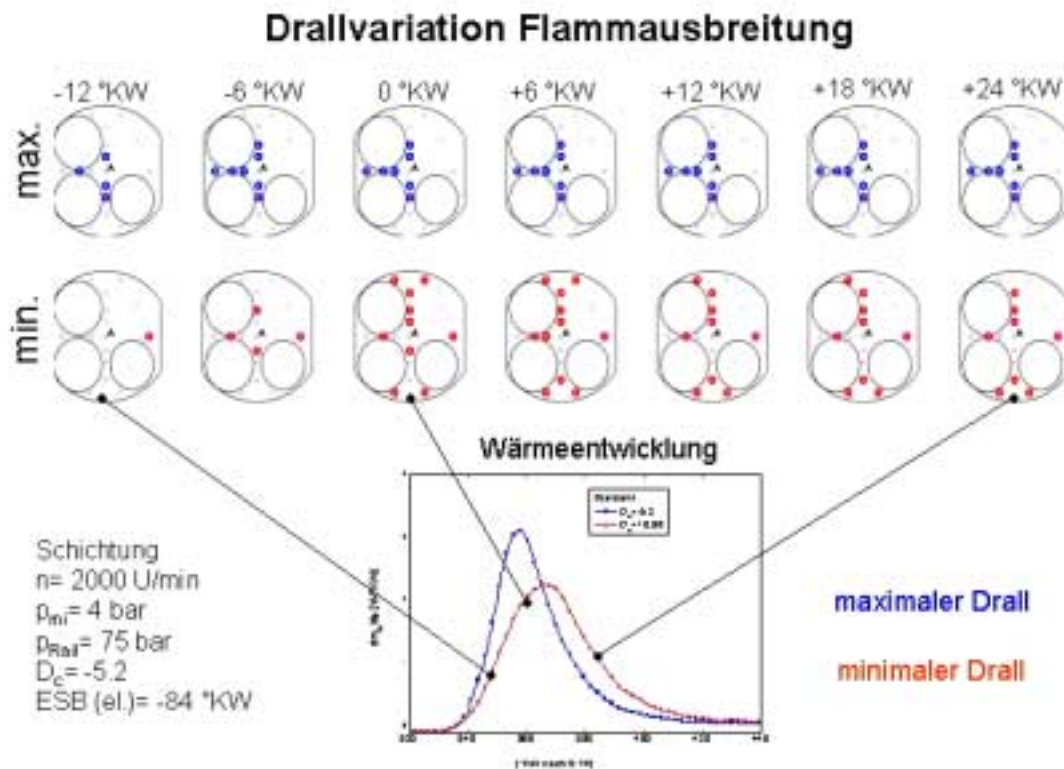


Abbildung 5.7: Ionenstromuntersuchungen und Wärmeentwicklung

Diese schlechte Stabilisierung ist einhergehend mit einer schlechteren Verdampfung durch die geringere Turbulenz. Bei gleicher Wahl des

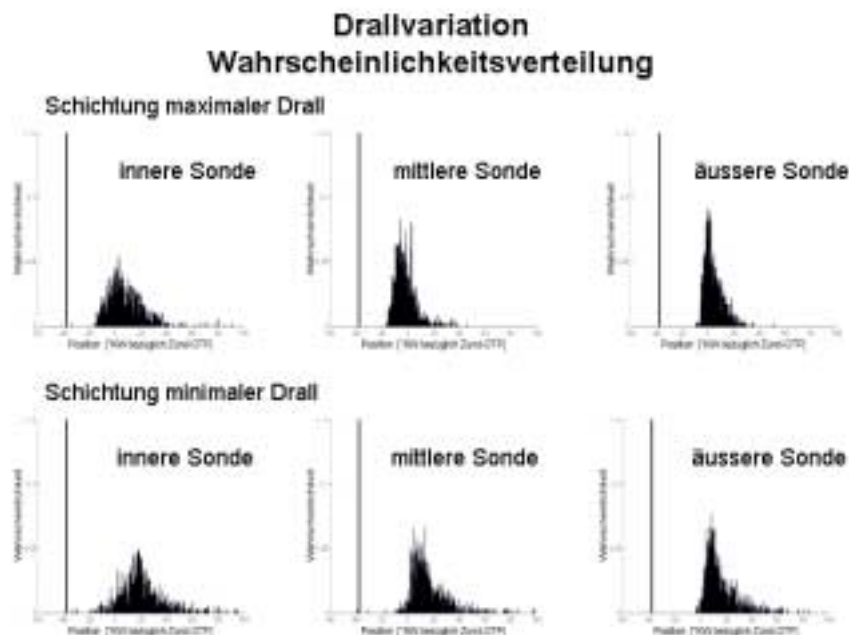


Abbildung 5.8: Wahrscheinlichkeitsverteilung der Flammankunft



Zündzeitpunktes ist das Gemisch beim hohen Drallniveau besser aufbereitet als bei niedrigem Drall, wo die Verbrennung zu einem Zeitpunkt gestartet wird, zu dem sich sehr fettes Gemisch im Bereich der Zündkerze befindet.

Deshalb erfolgt hier die Verbrennung i.a. lokal fetter mit höherer Russproduktion, wie aus der Bestimmung des Luft-Kraftstoff-Verhältnisses (Abbildung 5.9) und den KL-Werten (Abbildung 5.9) ersichtlich ist.

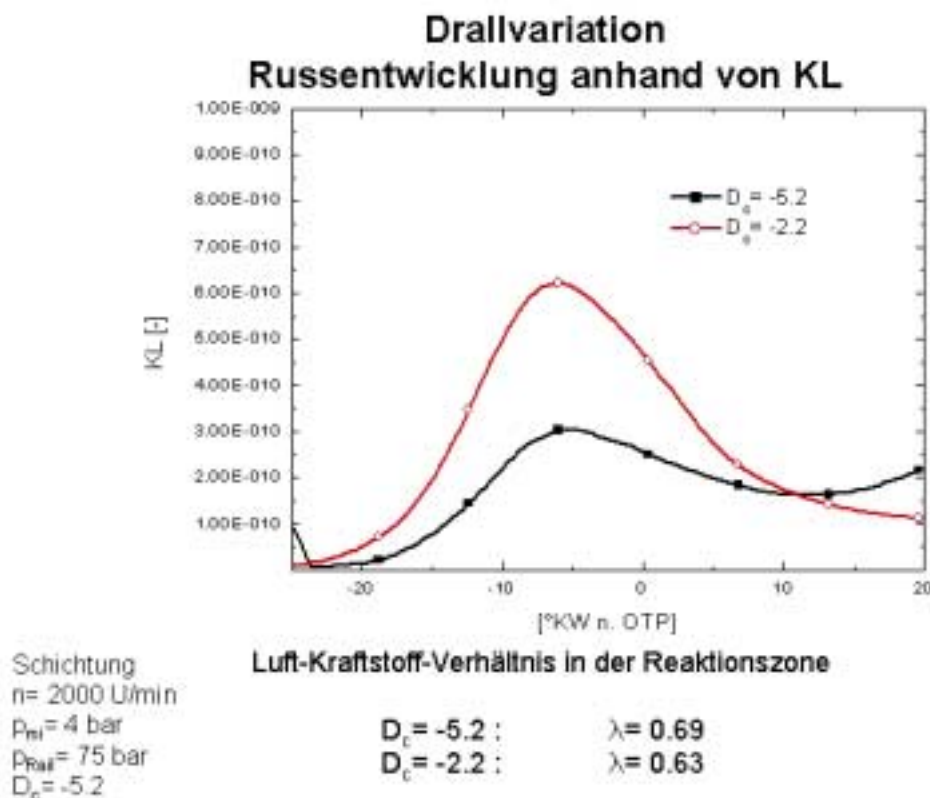


Abbildung 5.9: Russbildung und Luft-Kraftstoff-Verhältnis in der Reaktionszone

## 5.3 Einspritzdruckvariation

Bei höherem Einspritzdruck steigt die Verdampfungsgeschwindigkeit des Kraftstoffes aufgrund des  $d^2$ -Gesetzes. Aus den endoskopischen Untersuchungen der Sprayaufbereitung (Abbildung 5.10) ist dies deutlich erkennbar. So ist bei niedrigem Einspritzdruck gegen Ende der Einspritzung ein höherer Anteil an flüssiger Phase vorhanden als bei hohem Einspritzdruck. Allerdings nimmt auch die Penetration aufgrund des veränderten

Dichteunterschiedes mit höherem Einspritzdruck zu. Gleichzeitig kommt zu Beginn der Einspritzung bei hohem Druck mehr Kraftstoff in den Brennraum, wie anhand der ersten Bilder einer jeden Serie der flüssigen Phase erkennbar. Ausgehend vom Sternpunkt bei  $n = 2000$  U/min bei  $p_{mi} = 4$  bar bei maximalem Drall ( $D_c = -5.2$ ) wurde eine Druckvariation durchgeführt, wobei der Zündzeitpunkt bei  $ZPP = -38$  °KW n. OTP konstant gehalten wurde und die Einspritzmenge sowie der Einspritzbeginn je nach Einspritzdruck angepasst wurde, so dass bei Einleitung der Verbrennung in etwa dasselbe Luft-Kraftstoff-Verhältnis an der Zündkerze vorhanden ist.

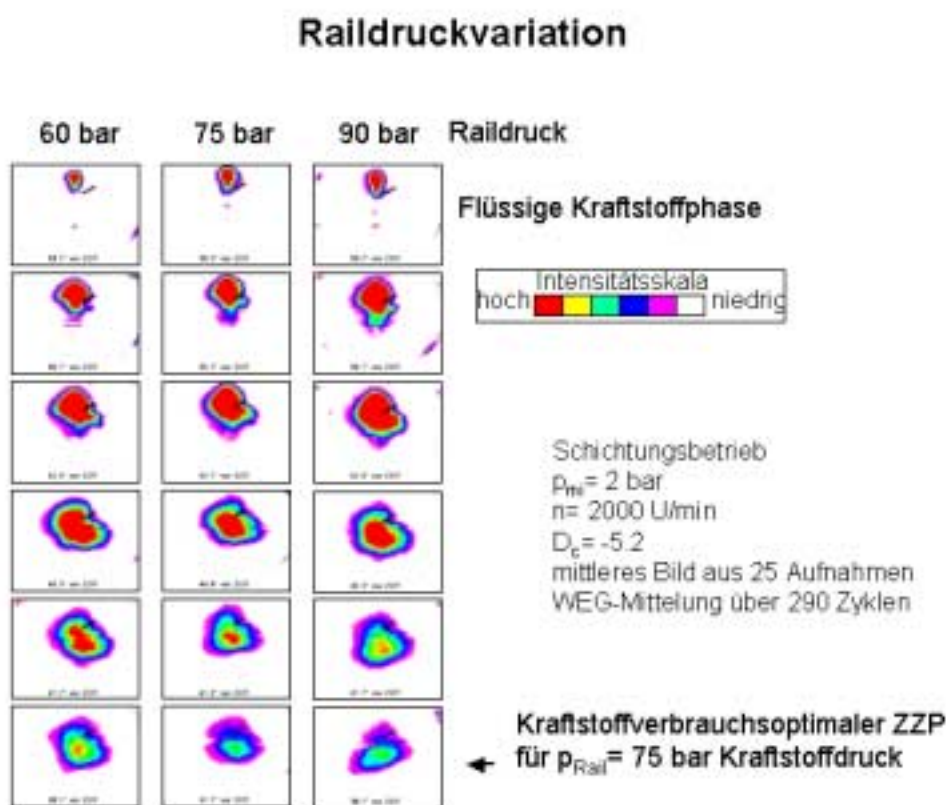


Abbildung 5.10: Auswirkung der Kraftstoffdruckvariation auf die flüssige Phase des Kraftstoffs

Aus Ansicht der KL-Faktoren (Abbildung 5.11) ist ersichtlich, dass mit zunehmendem Raildruck eine geringere Russemission erhalten wird. Dies ist wiederum in Übereinstimmung mit der Erwartung, denn mit geringen Tropfendurchmessern verläuft die Verdampfung besser, so dass die lokal fetten Gebiete im Ausmass kleiner sind und somit weniger Russ gebildet werden kann.

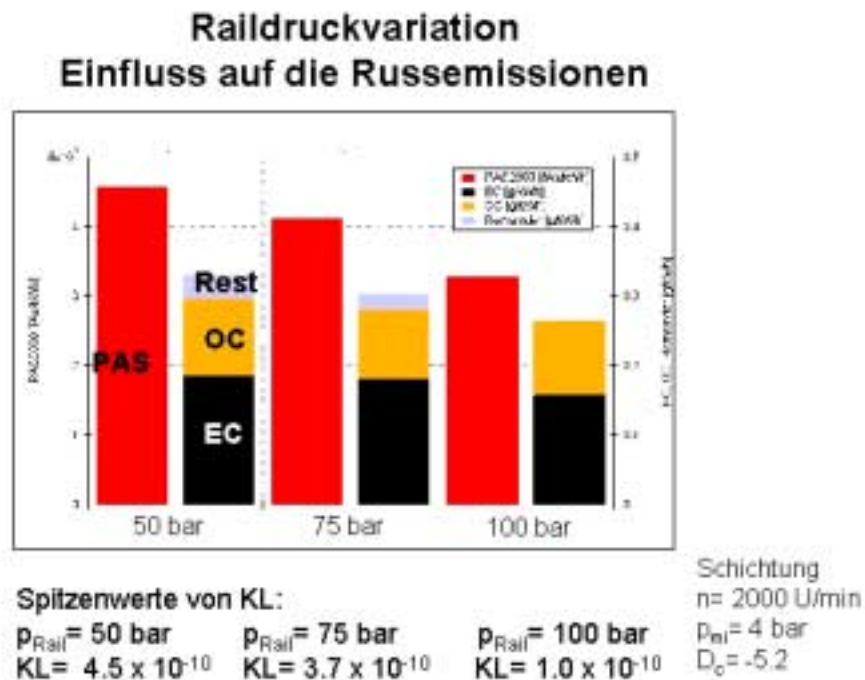


Abbildung 5.11: Russbildung bei Variation des Kraftstoffdruckes

## 5.4 Variation des Zündzeitpunkts bei konstantem Abstand zum Einspritzbeginn

Aus den Untersuchungen der flüssigen Kraftstoffphase mit Hilfe der Endoskopie ist deutlich eine Beeinflussung der Sprayausbreitung durch den Einspritzbeginn zu erkennen. So ist hier ausgehend von einem Sternpunkt mit  $p_{\text{mi}} = 2 \text{ bar}$  bei  $n = 2000 \text{ U/min}$  mit  $p_{\text{Rail}} = 75 \text{ bar}$  und maximalem Drall ( $D_c = -5.2$ ) mit optimaler Einstellung des Zündzeitpunktes und Einspritzbeginns eine Variation des Zündzeitpunktes unter Einhaltung eines konstanten Abstandes zum Einspritzbeginn dargestellt (Abbildung 5.12).

Die Penetration des Kraftstoffes bei Variation des Einspritzbeginnes wird massgeblich durch die Dichteunterschiede im Zylinder beeinflusst. So ergibt sich eine geringere Penetration bei später Einspritzung, da hier die Dichte im Zylinder deutlich höher ist als bei früher Einspritzung. Die Verdampfung wird hauptsächlich durch die Zylindertemperatur bestimmt, die wiederum bei später Einspritzung deutlich höher ist (Abbildung 5.13). Daraus ergibt sich, dass die KL-Werte mit späterer Einspritzung ansteigen, da in einem örtlich begrenzten

Raum das Spray gehalten wird und dann als sehr kompakte Flamme verbrennt. Einhergehend damit ergeben sich natürlich für spätere Einspritzzeitpunkte niedrigere Luftzahlen. Ausserdem werden niedrigere  $\text{NO}_x$ -Werte bei später Einspritzung erhalten, da leicht fetter verbrannt wird und die Temperatur mit späterem Einspritzzeitpunkt fällt.

## Einspritzbeginnvariation

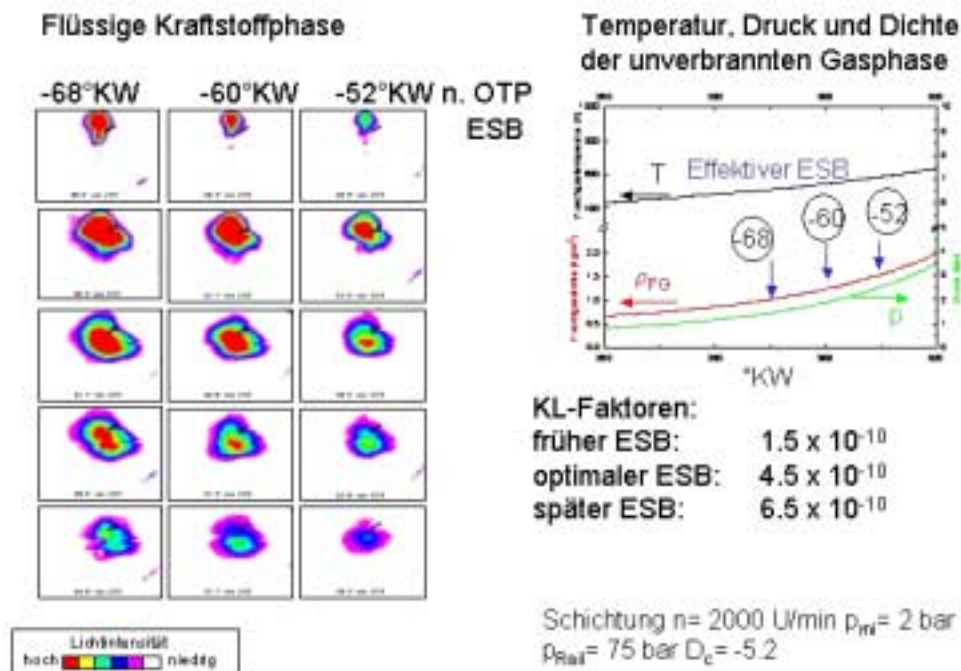


Abbildung 5.12: Auswirkung des Einspritzbeginns auf die flüssige Kraftstoffphase und auf die Russbildung

## 5.5 Drehzahlvariation

Bei höherer Drehzahl ist die Flamme deutlich kompakter als bei niedriger Drehzahl (Abbildung 5.13), da im ersten Fall durch die höhere Kolbengeschwindigkeit und demzufolge die höhere Turbulenz das Gemisch stabilisiert wird. Vom Sternpunkt aus wurde eine Drehzahlvariation gefahren, wobei für jede Drehzahl die Betriebsparameter so eingestellt wurde, dass kraftstoffverbrauchsoptimal gefahren wurde. Bei einer Drehzahl von  $n = 1000 \text{ U/min}$  werden denn auch höhere KL-Werte erreicht als dies bei  $n = 2000 \text{ U/min}$  der Fall ist. Dies ist zu verstehen, da bei  $n = 1000 \text{ U/min}$  die Stabilisierung sehr schlecht ist, was einer Auswehung von recht fetten Gemischanteilen

gleichkommt. Diese verdampfen zum einen schlecht aufgrund der niedrigen Turbulenz, zum anderen werden sie nicht aufgeheizt, da die Verbrennung sehr fett von staten geht, also sehr langsam und bei niedriger Temperatur abläuft. Allerdings ergibt sich bei einer weiteren Erhöhung der Drehzahl auf  $n = 3000$  U/min ein erneutes Ansteigen des Russsignals aufgrund von einer weiteren Verdichtung der Flamme.

Hier erreicht die Schichtung solch ein kompaktes Ausmass, dass während der Vormischverbrennung hohe Russbildungswerte erreicht werden.

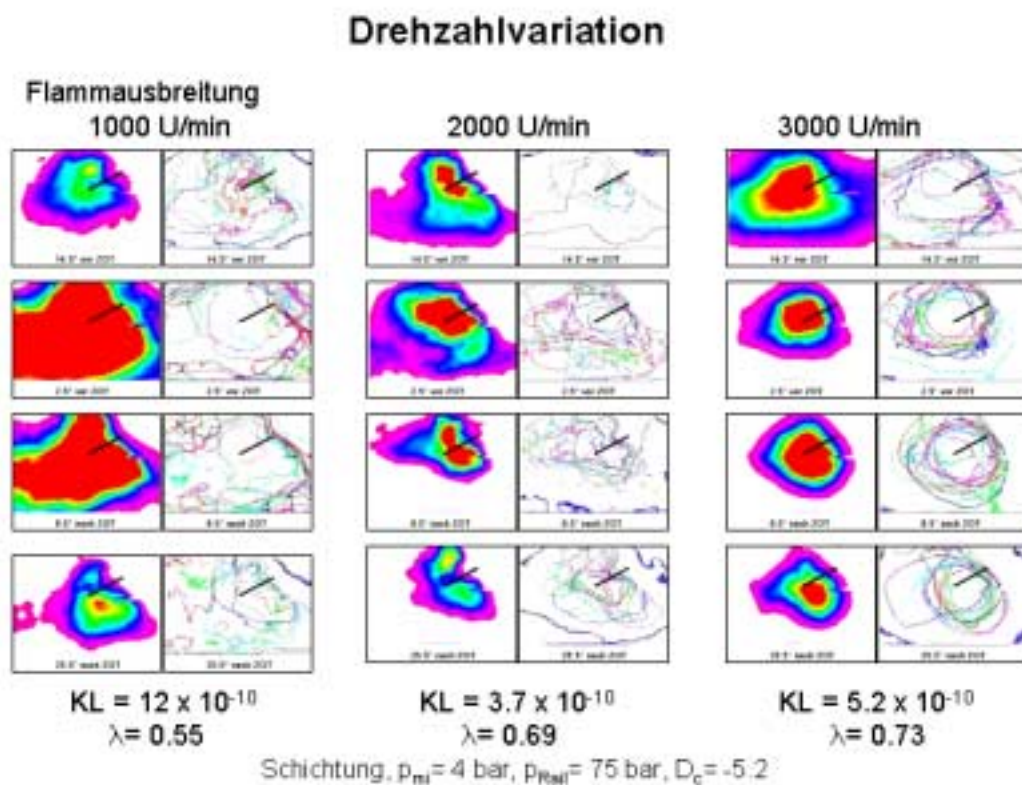


Abbildung 5.13: Drehzahlvariation: Flammenleuchten

## 5.6 AGR-Variation

Bei Variation der Abgasrückführ率 zeigen die endoskopischen Flambildern (Abbildung 5.14), dass mit höherer AGR-Rate die Flamme sich zerissener präsentiert. Dies ist vor allem aus der Kontur der Flamme ersichtlich. Der hier dargestellte Betriebspunkt ist bei  $n = 2000$  U/min, maximalem Drall  $D_c = -5.2$  und  $p_{mi} = 4$  bar gefahren worden. Die KL-Werte nehmen mit zunehmender Abgasrückführung ab. Dies ist nicht zu erwarten, da aus dem Dieselmotor



bekannt ist, dass mit zunehmender Abgasrückführrate die Schwärzungszahlen zunehmen [9]. Allerdings ist es möglich, dass durch die Abgasrückführung die optischen Eigenschaften des Zylinderinhaltes verändert und somit die KL-Faktoren nicht exakt wiedergegeben werden. Zusätzlich kann sich durch die stark zerrissene Flamme die Wahrscheinlichkeit einer Fehlmessung erhöhen, da nicht stets der gesamte optische Sichtbereich mit Flamme ausgefüllt ist. Ausserdem ist es sehr wahrscheinlich, dass aufgrund von der nicht mehr optimalen Verbrennung mit hoher HC-Belastung wenig Russ produziert wird. Das Luft-Kraftstoff-Verhältnis fällt mit hoher Abgasrückführrate.

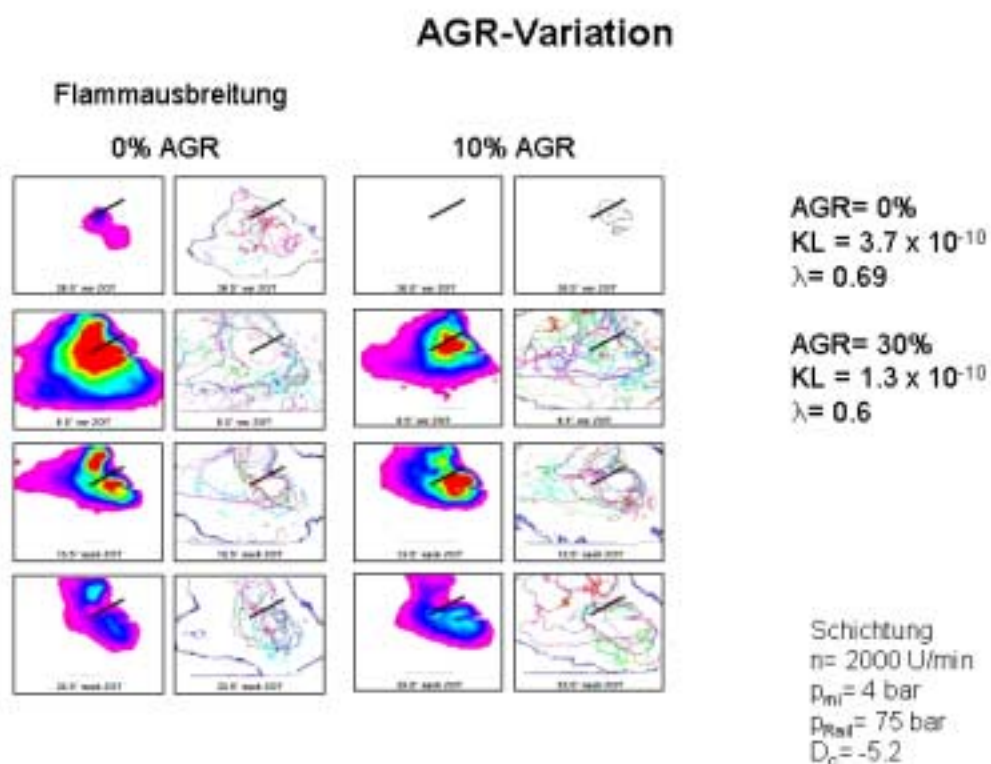


Abbildung 5.14: AGR-Variation: Einfluss auf die Flammausbreitung und das Luft-Kraftstoff-Verhältnis

## 5 Zusammenfassung

Zusammenfassend lässt sich festhalten, dass die Aufgabe „Erarbeitung eines thermodynamisch basierten Modellierungsverfahrens für den Otto-DI Verbrennungsprozess“ im Bereich des Experiments in vollsten Masse erfüllt wurde. Es gelang, die physikalisch-chemischen Phänomene der strahlgeführten, direkteingespritzten Verbrennung umfassend genau zu analysieren. Dabei erfolgte eine Gegenüberstellung und Abgrenzung des Homogenbetriebs, sowohl direkt- wie auch saugrohreingespritzt zum Schichtungsbetrieb.

Es wurde eine Vielzahl an Messmethoden entwickelt, angepasst und appliziert zur Charakterisierung von Gemischbildung und Verbrennung.

Auf Grund der speziell entwickelten Messtechniken war es möglich, die physikalischen Phänomene beginnend mit der Kraftstoffaufbereitung bis hin zum Ende der Energieumsetzung vollständig zu beschreiben. Die so erlangten Erkenntnisse erlaubten eine zielsichere Identifizierung der Einflussfaktoren auf die direkteingespritzte Verbrennung bei Ottomotoren. Vor allem der Zündzeitpunkt sowie der Drall sind von entscheidender Wichtigkeit. Die hohe Gewichtung erhält der Zündzeitpunkt aufgrund der Entwicklung des Luft-Kraftstoff-Gemisches im Bereich um die Zündkerze. Der Drall ist durch seinen stabilisierenden Einfluss auf die Gemischaufbereitung bestimmend. Die Verbrennung wird massgeblich durch das Ausmass der Schichtung beeinflusst. Dabei ist das Ausmass der Schichtung abhängig von der Gemischaufbereitung, d.h. durch das Luft-Kraftstoff-Verhältnis und das Turbulenzniveau in der Nähe der Zündkerze.

Im Rahmen dieses Projektes gelang das Aufdecken der Haupteinflussparameter auf den Verbrennungsprozess durch die Anwendung und Kombination von experimentellen Messverfahren sowie der numerischen Simulation. Es zeigte sich im allgemeinen eine gute Übereinstimmung zwischen Simulation und Experiment bezüglich der Sprayausbereitung, dem Flammfrontverhalten und dem indizierten Zylinderdruck [29].

Mit den hier vorgestellten experimentellen Messmethoden war es möglich, das Verständnis über die Gemischbildung und Verbrennung im direkteingespritzten Ottomotor deutlich zu verbessern. Die damit erhaltenen Ergebnisse sind eine wichtige Grundlage für das phänomenologische Zwei-Zonen-Modell Codino.

## 6 Literaturverzeichnis

- [1] K. Schänzlin, T. Koch, K. Boulouchos: Endoscopic Investigation of the Spray Propagation in a Direct Injection Spark Ignition (DISI) Engine, Ilass-Conference, Zurich, 2-6 September 2001.
- [2] K. Schänzlin, T. Koch, A. Tzannis, K. Boulouchos: Characterization and Mixture Formation in a Direct Injected Spark Ignition Engine, 2001-01-1999.
- [3] J. Maag: Ionenstromsondenmesstechnik: Detektion der Flammankunft in einem direkteingespritzten Ottomotor, Diplomarbeit ETH Zürich, 2001.
- [4] A.Z. Schack, Techn. Phys., 1925, 6-10.
- [5] H.D. Baker, E.A. Ryder: Temperature Measurement in Engineering. 1961.
- [6] L. Bergmann: Optik. 1993.
- [7] H. Hottel, F. Broughton, Ind. and Eng. Chem., 1932, 4 (2) , 166.
- [8] H. Zhao, N. Ladommatos: Optical Diagnostics for Soot and Temperature Measurement in Diesel Engines, Prog. Energy Combust. Sci. Vol. 24 pp 221-225, 1998.
- [9] R. Schubiger: Untersuchungen zur Russbildung und –oxidation in der dieselmotorischen Verbrennung: Thermodynamische Kenngrössen, Verbrennungsanalyse und Mehrfarbenendoskopie. Dissertation ETH Zürich, 2001.
- [10] K. Schänzlin, T. Koch, K. Boulouchos: Characterization of the Combustion in a Direct Injection Spark Ignition Engine, SAE-Paper 2002-01-1138 (in print) World Congress 2002 Detroit.
- [11] S.C. Wang, R.C. Flagan: Scanning Electrical Mobility Spectrometer. Aerosol Science and Technology 13 (1990).



- [12] A. Mayer: Partikel. Glossar zur Begriffsfamilie Partikel aus der motorischen Verbrennung, 2000.
- [13] U. Matter, H.C. Siegmann, H. Burtscher: Dynamic Field Measurements of Submicron Particles from Diesel Engines. Environ. Sci. and Technol. 101 (1999).
- [14] A. Keller, M. Fierz, K. Siegmann, H.C. Siegmann, A. Filippov: Evaluation of the Surface Properties of Nanoparticles. J. Aerosol Sci. 31 (2000).
- [15] P. Obrecht, T. Gerber, A. Tzannis, B. Mischler, P. Radi, H.-M. Frey, P. Beaud: High Temperature High Pressure Test Cell for Investigation of the Diesel Engine Cycle, PSI Scientific Report Volume V, 56, 1998.
- [16] P. Obrecht : Wärmeentwicklungsprogramm (WEG). Interner Bericht ETHZ IET/LVV, 1999.
- [17] J. Inhelder: Einführung der Stoffwertberechnung nach Zacharias im Prozess-Simulationsprogramm CIRCE4. Interner Bericht ETHZ IET/LVV, 1995.
- [18] W.F. Fox, W.K. Cheng, J.B. Heywood: Model for Predicting Residual Gas Fraction in Spark Ignition Engines. SAE Paper 931025, 1993.
- [19] Dubbels Taschenbuch für den Maschinenbau Band II Abschnitt: Strömungsmaschinen/ D. Verluste/ a. Wellendichtung. Zwölfte Auflage, Neudruck 1996.
- [20] R.A. Stein, D.Z. Mencik, C.W. Warren: Effekt of Thermal Strain of Cylinder Pressure. SAE Paper 870455, 1985.
- [21] G. Woschni: Die Berechnung der Wandwärmeverluste und der thermischen Belastung der Bauteile von Dieselmotoren. MTZ 31, 12, 1970.
- [22] M. Stöckli: Reibleistung von Vier-Takt-Verbrennungsmotoren; eine Literaturstudie. ETH/LVV, interner Bericht 1989.
- [23] F. Weberbauer, N. Hoppe: Referat zur 2. Arbeitskreissitzung

Modellierungsverfahren für den Benzin-Direkteinspritzer-Verbrennungsprozess, 17. Juni 1999.

- [24] S. Krämer: Untersuchung zur Gemischbildung, Entflammung und Verbrennung beim Ottomotor mit Benzin-Direkteinspritzung. Dissertation TH Karlsruhe, 1998.
- [25] J. B. Heywood: Internal Combustion Engines Fundamentales, 1988
- [26] E. Achleitner: Über den Zusammenhang zwischen Lichtemissionen und Energieumsatz bei Verbrennungsmotoren und ihre Anwendung zu deren Regelung. Dissertation Wien 1984.
- [27] A. Grudno, S.E. Trautwein, U. Bielert, H. Wassenberg, G. Adomeit: Untersuchung der turbulenten Flammausbreitung unter ottomotorischen Bedingungen im Einhubtriebwerk. SFB Motorische Verbrennung Teilprojekt A5, 1993.
- [28] K. Mayer: Pyrometrische Untersuchung der Verbrennung in Motoren mit Common-Rail-Direkteinspritzung mittels einer erweiterten Zwei-Farben-Methode. Dissertation TH Karlsruhe, 2000.
- [29] T. Koch, K. Schänzlin, K. Boulouchos: Characterization and Phenomenological Modeling of Mixture Formation and Combustion in a Direct Injection Spark Ignition Engine, SAE-Paper 2002-01-0834 (in print) World Congress 2002 Detroit.

# Erarbeitung eines thermodynamisch basierten Modellierungsverfahrens für den Otto-DI-Verbrennungsprozess

---

## Abschlussbericht Simulation

### Kurzfassung:

In diesem Forschungsvorhaben wurde ein neues Zweizonenmodell Codino entwickelt, welches die Besonderheiten des direkteingespritzten Ottomotors berücksichtigt. Hierzu zählen insbesondere Kraftstoffeinspritzung, Kraftstoffverdampfung und Verbrennung. Hauptaugenmerk wurde hierbei auf die Modellierung der Verbrennungsvorgänge gelegt. Wesentliches Charakteristikum ist die Koexistenz einer vorgemischten und einer mischungskontrollierten Verbrennung.

Zur Charakterisierung der wesentlichen Gemischbildungsvorgänge wurden umfangreiche dreidimensionale Simulationen der Kraftstoffeinspritzung durchgeführt. Die hierbei verwendeten Modelle wurden durch Vergleiche der Rechnungen mit Messungen der verwendeten Einspritzinjektoren in einer Hochtemperaturdruckzelle kalibriert.

Zur Berechnung der Stickoxide wurde ein Ansatz in die Prozessrechnung mit eingebettet.

Das Gesamtmodell wurde zum Abschluss in die Gesamtprozessanalyse eingebunden. Es wurden gute Übereinstimmungen der berechneten mit experimentell erhaltenen Daten, sowohl im Hinblick auf Druckkurvenentwicklungen als auch Stickoxidemissionen, erhalten.

Parallel zu den durchgeführten Simulationen wurden umfangreiche, experimentelle Arbeiten durch Frau K. Schänzlin, deren Erkenntnisse allesamt mit in das Modell aufgenommen wurden, durchgeführt.

In diesem 'Abschlussbericht Simulation' sind umfassende Ergebnisse der Parametervariationen im Schicht- und Homogenbetrieb enthalten. Darüberhinaus sind Erkenntnisse und Resultate der Stickoxidberechnung beschrieben. Es schliessen sich wesentliche Aussagen der dreidimensionalen Simulation und Ergebnisse der Arbeit mit der Gesamtprozessanalyse an.

---

Berichtsumfang: 63 Seiten

Forschungsstelle: Laboratorium für Verbrennungsmotoren und  
Verbrennungstechnik, LVV  
ETH, Zürich

Bearbeiter: Dr.T. Koch  
Dr.K. Schänzlin  
Prof. Dr. K. Boulouchos

# Inhaltsverzeichnis

1 Einleitung .....	1
2 Standardpunkte im Homogen- und Schichtbetrieb .....	4
3 Schichtbetrieb .....	7
3.1 Variation der Last .....	7
3.2 Variation des Zündzeitpunktes .....	10
3.3 Variation des Einspritzdruckes .....	13
3.4 Variation von Einspritzbeginn und Zündzeitpunkt .....	15
3.5 Variation der Drehzahl .....	17
3.6 Variation des Dralls .....	20
3.7 Variation der externen Abgasrückführrate .....	23
3.8 Variation des Liefergrades .....	25
3.9 Variation der Zündkerzenposition .....	28
3.10 Sensitivitäten .....	31
4 Homogenbetrieb .....	35
4.1 Variation der Last .....	35
4.2 Variation des Zündzeitpunktes .....	37
4.3 Variation der Drehzahl .....	39
4.4 Variation des Dralls .....	41
4.5 Variation des Verbrennungsluftverhältnisses .....	43
4.6 Variation der externen Abgasrückführrate .....	45
5 Stickoxidberechnung .....	47
5.1 Gleichgewichtsbetrachtungen mit CHEMKIN .....	47
5.2 Stickoxidkonzentrationen im Homogenbetrieb .....	49
5.3 Stickoxidkonzentrationen im Schichtbetrieb .....	51
6 Einbindung in die Gesamtprozessanalyse .....	54
6.1 Hochdruckprozess .....	54
6.2 GPA-Modell .....	56
7 CFD Berechnungen .....	58
7.1 Sprayuntersuchungen an der Hochtemperaturdruckzelle .....	58
7.2 Einspritzrechnung im Motor .....	59
8 Literaturverzeichnis .....	62

# 1 Einleitung

Im Rahmen des BFE Forschungsprojektes "Erarbeitung eines thermodynamisch basierten Modellierungsverfahrens für den Otto-DI-Verbrennungsprozess" ist am Laboratorium für Verbrennungsmotoren und Verbrennungstechnik der ETH Zürich ein umfangreiches Modell zur Beschreibung von Einspritzung, Gemischbildung, Verbrennung und Stickoxidentstehung in einem direkteingespritzten Ottomotor entwickelt worden. Codino (Combustion of Otto-DI with NO formation) wurde auf einer PC Plattform komplett neu entworfen und erlaubt die Berechnung des Hochdruckprozesses in der Grössenordnung von wenigen Sekunden [1].

Zahlreiche dreidimensionale Simulationen und Experimente dienten hierbei als Grundlage zur Erarbeitung eines Grundverständnisses der Gemischbildungs- und Verbrennungsvorgänge im Brennraum.

Die dreidimensionalen Simulationen sind mit KIVA 3 durchgeführt worden. Zur Kalibrierung der Spraymodelle wurden an einer Hochtemperaturdruckzelle Einspritzungen unter definierten Randbedingungen durchgeführt. Anschliessend wurden, ausgehend von einem Standardfall, insgesamt neun Variationen von Systemparametern berechnet.

Umfangreiche zumeist optikbasierte Versuchstechniken sind angewandt und unentbehrlich gewesen zur Charakterisierung der entscheidenden Einzelvorgänge während des Hochdruckprozesses.

Die so gewonnenen Erkenntnisse flossen in Codino mit ein, welches alle relevanten physikalischen Phänomene berücksichtigt. Insgesamt 11 Parameter sind in Codino enthalten, die allesamt physikalisch basiert sind. Für umfangreiche Kennfeldberechnungen stellte sich heraus, dass lediglich 6 Parameter, jeweils physikalisch nachvollziehbar und systematisch, angepasst werden. Tabelle 1.1 zeigt die Funktion der Parameter. Details sind im Benutzerhandbuch beschrieben [1].

Eine Berechnung der Stickoxidemissionen mit einem erweiterten Zeldovich Mechanismus erlaubt die Berechnung der NO Bildung und Konzentrationen. Zur Bestimmung der Konzentrationen der einzelnen Spezies wurde ein Gleichgewichtslöser aus der CHEMKIN-Familie implementiert.

Parameter	Bedeutung
K1	Gewichtung von vorgemischter und mischungskontrollierter Verbrennung
K2	Gemischzustand an der Zündkerze bei Verbrennungsbeginn
K3	Verbrennungsfortschritt bei Erreichen der Magerlaufgrenze
K4	Skalierung: Turbulenzverhalten
K5	Turbulenzeinfluss der Einspritzung
K6	Skalierung: Flammfläche
K7	Flammflächenkorrektur im Schichtbetrieb
K8	Skalierung: fluiddynamische Zeitkonstante für Diffusionsverbrennung
K9	Skalierung: chemische Zeitkonstante für Diffusionsverbrennung
K10	Temperatureinfluss: chemische Zeitkonstante für Diffusionsverbrennung
$\rho_{\text{homes}}$	Vergleichsdichte im Homogenbetrieb

**Tabelle 1.1:** Parameter von Codino im Schichtbetrieb

Das verwendete Modell ist für die Systemgrenzen eines geschlossenen System entwickelt worden, das heisst für den Hochdruckprozess vom Zeitpunkt 'Einlassventil schliesst' bis zum Zeitpunkt 'Auslassventil öffnet'.

Nach einer Kalibrierung des Ansatzes für eine motorspezifische Konfiguration werden sechs physikalisch basierte Parameter an betriebspunktcharakteristischen Gegebenheiten, wie beispielsweise dem Gemischzustand an der Verbrennungsfront, angepasst.

Für Variationen von Last, Zündzeitpunkt, Einspritzdruck, Drehzahl, Drall, AGR, Liefergrad, der Zündkerzenposition und einem Verschieben von Einspritzung und Zündzeitpunkt wurden im Schichtbetrieb sehr gute Simulationsresultate errechnet.

Im Homogenbetrieb wurden für Variationen von Last, Drall,  $\lambda$ , AGR, Drehzahl und Zündzeitpunkt ebenfalls sehr gute Simulationsresultate erreicht.

Für eine Einbindung in das Kennfelderstellungsprogramm zur Bereitstellung des Modells für die Gesamtprozessanalyse war eine Erweiterung mit einer Ladungswechselberechnung notwendig.

Hierfür wurde der Gasaustausch über die Ein- und Auslassventile implementiert. In Kombination mit einem linearen Ansatz zur Bestimmung der betriebspunktabhängigen Parameter war damit schliesslich eine Berechnung eines kompletten Kennfeldes möglich.

Als Versuchaggregat wurde ein Forschungstriebwerk (M111 von DaimlerChrysler) verwendet, der von einem Serientriebwerk abgeleitet worden

ist. Im Schichtbetrieb arbeitet der Motor nach dem strahlgeführten Verfahren. Details über das Triebwerk sind in der Arbeit von Schänzlin aufgeführt [2].

Dieser Bericht beinhaltet die berechneten Resultate der Variationen im Schicht- und Homogenbetrieb. Darüberhinaus wird die Wahl der einzelnen Modellparameter erläutert. Ferner sind Ergebnisse der Stickoxidberechnung dokumentiert, ebenso wie Aussagen und Resultate der Kennfeldberechnung und Gesamtprozessanalyse. Ergebnisse der dreidimensionalen Simulation mit KIVA3 schliessen sich an.

Weiterführende Informationen zu den verwendeten Algorithmen und Randbedingungen des Codes finden sich im Benutzerhandbuch Codino.

## 2 Standardpunkte im Homogen- und Schichtbetrieb

Die durchgeführten Parametervariationen gehen alle von definierten Standardpunkten aus.

Insgesamt wurden zwei Standardpunkte im Schichtbetrieb gewählt, die sich bei identischer Drehzahl (2000 U/min), gleichem Drall ( $5.2 \frac{c_u}{c_a}$ ), ohne Abgasrückführung, gleichem Einspritzdruck (75 bar) und identischem Liefergrad (Drosselklappe geöffnet) nur in ihrer Last (SP\_G1:  $p_{mi}=4.06$  bar, SP\_G2:  $p_{mi}=2.19$  bar) unterscheiden.

Im Homogenbetrieb ist ein Betriebspunkt als Standardpunkt SP\_H gewählt worden mit einer annähernd identischen Last wie der geschichtete Standardpunkt SP\_G1 ( $p_{mi}=4.09$  bar). Es wurde bei dem homogenen Betriebspunkt in das Saugrohr und nicht direkt in den Brennraum eingespritzt.

Tabelle 2.1 und 2.2 zeigen die Betriebsparameter der Standardpunkte..

Name	n [U/min]	Last [ $p_{mi}$ ]	ZZP [°KW vZOT]	EB [°KW vZOT]	Drall [ $c_u/c_a$ ]	AGR [%]	ED [bar]	$\lambda_1$ [-]
SP_G1	2000	4,06	38	71	5,2	0	75	0,85
SP_G2	2000	2,19	40	61	5,2	0	75	0,85

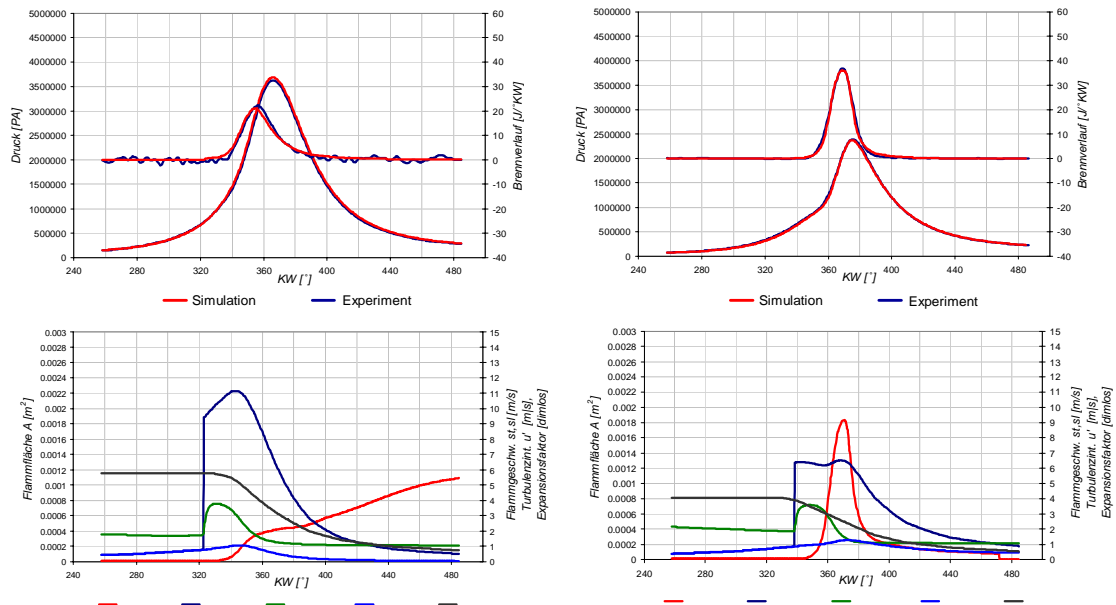
**Tabelle 2.1:** Standardpunkte im Schichtbetrieb, SP\_G1, SP\_G2

Name	n [U/min]	Last [ $p_{mi}$ ]	ZZP [°KW vZOT]	Drall [ $c_u/c_a$ ]	AGR [%]	$\lambda$ [-]	$\lambda_1$ [-]
SP_H	2000	4,09	22	5,2	0	1,0	0,39

**Tabelle 2.2:** Standardpunkt im Homogenbetrieb, SP\_H



Abbildung 2.1 zeigt die charakteristischen Größen während der Verbrennung der beiden lastidentischen und wirkungsgradoptimierten Punkte SP\_G1 und SP\_H.



**Abbildung 2.1:** Charakteristische Größen der Hochdruckprozesses bei SP\_G1 und SP\_H

Aufgetragen sind sowohl die Ergebnisse der Simulation und des Experiments. Die Wärmeentwicklung, die aus der Druckkurve mit Hilfe des Wärmeentwicklungsgesetzes WEG [2] berechnet worden ist, wurde auch im geschichteten Betriebspunkt für eine stöchiometrische  $\lambda=1$  Verbrennung an der Verbrennungsfront bestimmt. Mit dieser Annahme konnte eine gute Übereinstimmung berechneter und mit dem WEG bestimmter Wärmeentwicklungen erreicht werden.

Aufgrund der Entdrosselung ist das Druckniveau zum Zeitpunkt 'Einlass schliesst' (ES) und während der Kompressionsphase im Schichtbetrieb deutlich erhöht. Der gemessene Spitzendruck liegt mit 36.4 bar deutlich höher als im Homogenbetrieb mit etwa 23.9 bar.

Unterschiede in der Wärmeentwicklung ergeben sich durch ein im Schichtbetrieb leicht fettes Gemisch an der Verbrennungsfront. Dieses magert während der fortschreitenden Verbrennung zunehmend ab.

Der Rauchgasanteil beträgt zudem nur 5% im Schichtbetrieb. Im Homogenbetrieb steigt dieser vor allem aufgrund der geringeren insgesamt

angesaugten Frischgasmasse auf ca. 10.5 %. Der geringere Rauchgasanteil erhöht die laminare Flammengeschwindigkeit und begünstigt eine schnelle Energieumsetzung.

Zudem ist das Turbulenzniveau durch die, durch die Einspritzung zusätzlich gebildete, turbulente kinetische Energie erhöht. Dies erhöht ebenfalls die turbulente Flammengeschwindigkeit.

Deutlich zu sehen ist das veränderte Verhalten der Flammfrontfläche. Im Homogenbetrieb breitet sich die Flamme zunächst fortschreitend aus. Beim Erreichen eines maximalen Wertes spürt die Flamme bereits die Wechselwirkung mit dem Kolben, dem Zylinderkopf und der Zylinderwand und fängt daraufhin an abzunehmen. In der Expansionsphase nimmt sie bis zum Erreichen der vorgegebenen Umsatzgrenze weiter bis auf null ab. Im Schichtbetrieb ist die Flamme an der Verbrennungsfront deutlich kleiner. Die Aufbereitung des Sprays erlaubt nur eine räumlich beschränkte Ausbreitung der Flamme. Gleichzeitig erfolgt keine vollständige Umsetzung des für die vorgemischte Verbrennung vorgesehenen Kraftstoffes im Zylinder. Nicht verbrannte Kraftstoffgemische expandieren mit fortschreitender Kurbelwellenposition und nehmen mit abnehmender Dichte im Volumen und somit in ihrer Oberfläche zu. Aufgrund zunehmender Dissipation der turbulenten kinetischen Energie, sehr mageren Zuständen der Gemische bei abnehmender Dichte und geringeren Temperaturen erfolgt keine weitere Energieumsetzung.

## 3 Schichtbetrieb

In diesem Kapitel sind die wichtigsten Ergebnisse der Variationen der Last, des Zündzeitpunktes, des Einspritzdruckes, eine Verschiebung von Einspritzbeginn und Zündzeitpunkt, Drehzahl, Drall, AGR, Liefergrad und der Zündkerzenposition im Schichtbetrieb aufgetragen.

### 3.1 Variation der Last

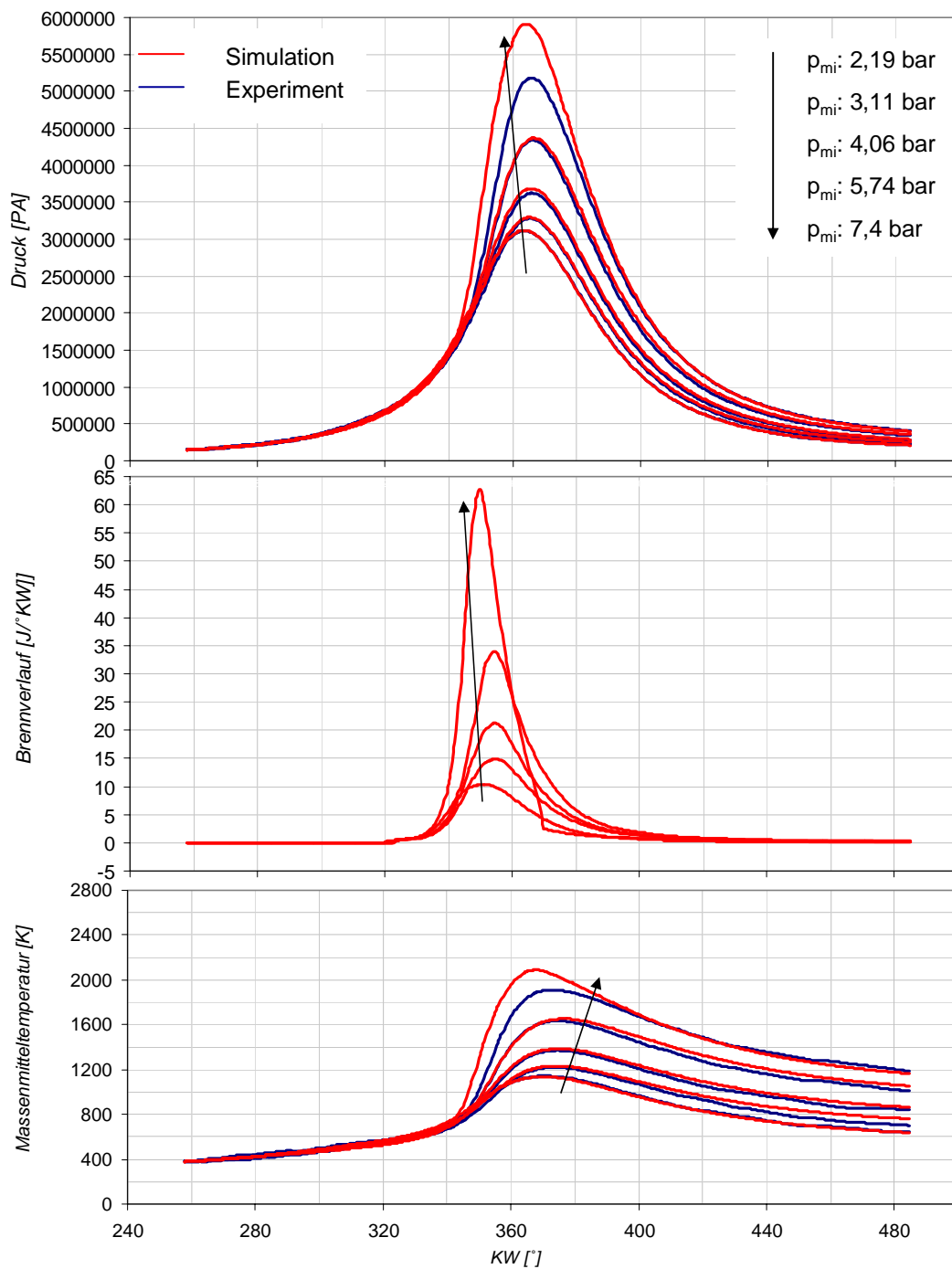
Tabelle 3.1 zeigt die wesentlichen Betriebsparameter der berechneten Lastvariationen.

n [U/min]	Last [p <sub>mi</sub> ]	ZZP [°KW vZOT]	EB [°KW vZOT]	Drall [c <sub>u</sub> /c <sub>a</sub> ]	AGR [%]	ED [bar]	λ <sub>1</sub> [-]
2000	2,19	40	61	5,2	0	75	0,85
2000	3,11	38	68	5,2	0	75	0,85
2000	4,06	38	71	5,2	0	75	0,85
2000	5,74	38	79	5,2	0	75	0,85
2000	7,44	38	90	5,2	0	75	0,85

**Tabelle 3.1:** Betriebsdaten der Lastvariation im Schichtbetrieb

Die folgende Abbildung 3.1 zeigt die Wärmeentwicklungen und Vergleiche der berechneten Druckkurven und Zylindermassenmitteltemperaturen. Mit zunehmender Last, das heisst mit zunehmender Einspritzdauer und somit zunehmender Kraftstoffmasse im Zylinder, nimmt der Spitzendruck zu. Ebenso steigen die Temperaturen im Zylinder. Aufgetragen ist die massengemittelte Temperatur, die sich aus den berechneten Rauchgas- und Frischgaszonentemperaturen bestimmen lässt.

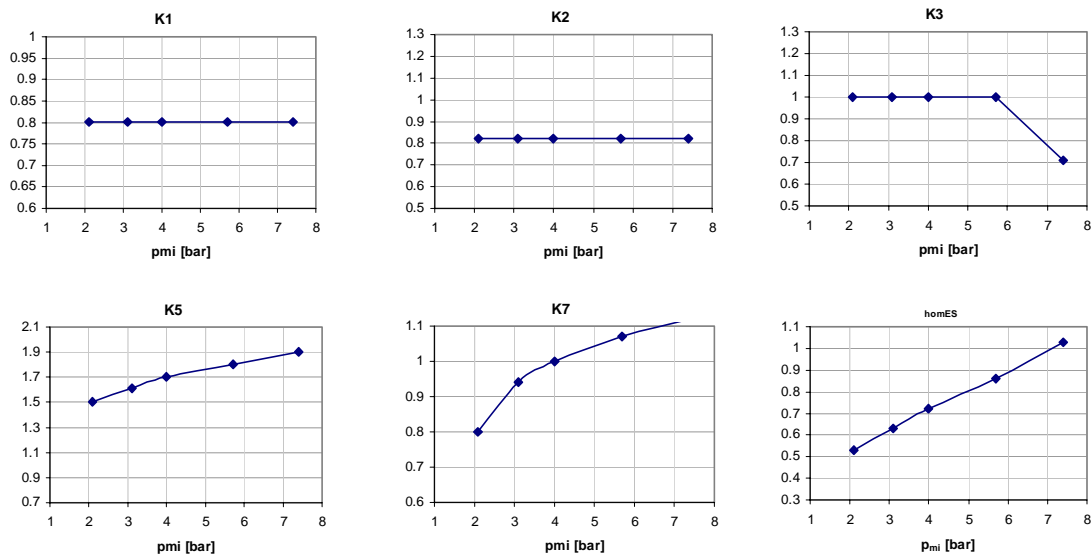
Eine sehr gute Übereinstimmung zwischen berechneten und gemessenen Daten wurde erreicht. Lediglich bei sehr hohen Lasten im Schichtbetrieb (7 bar pmi) erreicht das Modell seine Grenzen. Die Abweichung im Spitzendruck



**Abbildung 3.1:** Druckverlauf, Wärmeentwicklung und Temperaturverlauf bei einer Lastvariation im Schichtbetrieb.

beträgt in diesem Punkt über 10 Prozent. Derartige Lasten müssen im Sinne eines Wirkungsgradoptimums homogen betrieben werden. Gründe für die Abweichung in diesem Betriebspunkt sind vor allem die starke Russbildung und

sehr schlechte Gemischbildung, die in diesem Ausmass nicht berücksichtigt werden.



**Abbildung 3.2:** Parameterwahl bei einer Lastvariation im Schichtbetrieb.

Abbildung 1.2 zeigt die Modellparameter, die der obigen Berechnung zu Grunde liegen. Es wird bei einer wirkungsgradoptimalen Zündung davon ausgegangen, dass 80 Prozent der eingespritzten Kraftstoffmasse für eine vorgemischte Energieumsetzung zur Verfügung stehen (K1). Dementsprechend bleiben die restlichen 20 Prozent für eine mischungskontrollierte Verbrennung erhalten. Der Gemischzustand an der Verbrennungsfront ist immer leicht im Fetten (K2). Bei diesem Zustand hat die Flamme das Maximum ihrer Ausbreitungsgeschwindigkeit. Das Durchbrennende ist immer bei 1 festgesetzt (K3). Lediglich für sehr hohe Lasten kann dies abweichen. Die durch den eingespritzten Kraftstoff zusätzlich generierte Turbulenz steigt ebenfalls mit zunehmender Kraftstoffmasse an (K5). K7 beschreibt die Form und Ausdehnung der Reaktionszone. Für eine kugelförmige Ausbreitung gilt  $K7 = 2/3$ , für eine weniger kompakte Verbrennung steigt der Wert von K7 an. K7 ist der Exponent eines Korrekturterms, der den Unterschied in der Flammenausbreitung im Homogen- und Schichtbetrieb beschreibt. Herangezogen wird hierzu ein Vergleich der Dichten zum Zeitpunkt Einlass schliesst im Homogen- und

Schichtbetrieb (siehe Abbildung 3.3) . Die Dichte im Homogenbetrieb ist hierbei für eine identische Last angegeben.

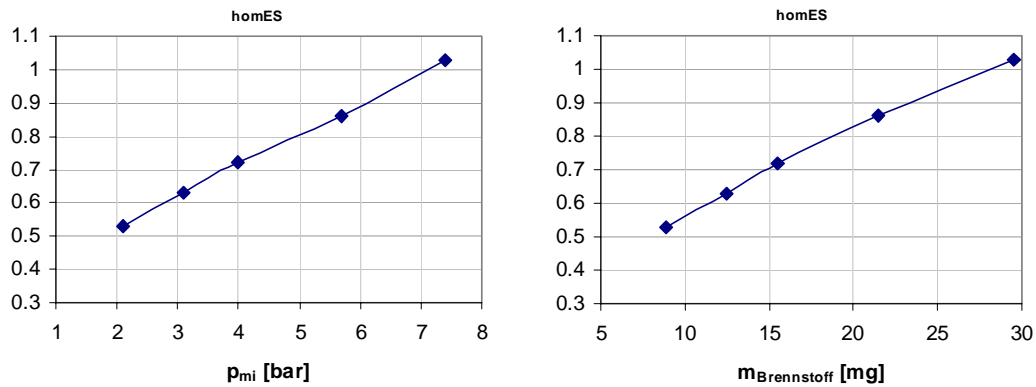


Abbildung 3.3: Vergleichsdichte im Homogenbetrieb.

## 3.2 Variation des Zündzeitpunktes

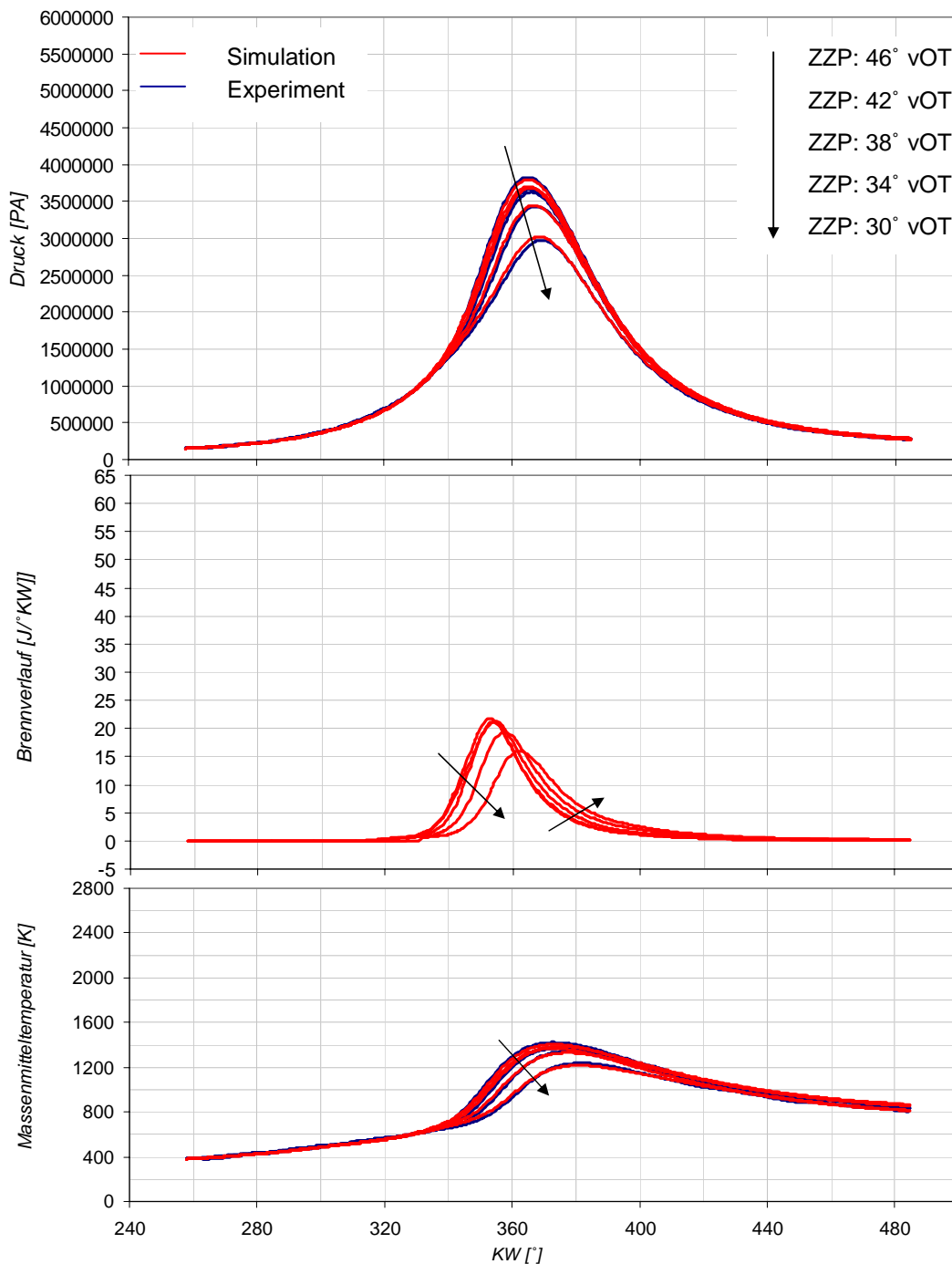
Ausgehend vom Standardpunkt (SP\_G1) wurde eine Variation des Zündzeitpunktes durchgeführt. Sämtliche Parameter der Einspritzung wurden hierbei nicht verändert. Die berechneten Betriebspunkte sind in Tabelle 3.2 aufgelistet.

n [U/min]	Last [p <sub>mi</sub> ]	ZZP [°KW vZOT]	EB [°KW vZOT]	Drall [c <sub>u</sub> /c <sub>a</sub> ]	AGR [%]	ED [bar]	λ <sub>1</sub> [-]
2000	4,03	46	71	5,2	0	75	0,85
2000	4,17	42	71	5,2	0	75	0,85
2000	4,06	38	71	5,2	0	75	0,85
2000	4,01	34	71	5,2	0	75	0,85
2000	3,65	30	71	5,2	0	75	0,85

Tabelle 3.2: Betriebspunkte bei Zündzeitpunktvariation im Schichtbetrieb

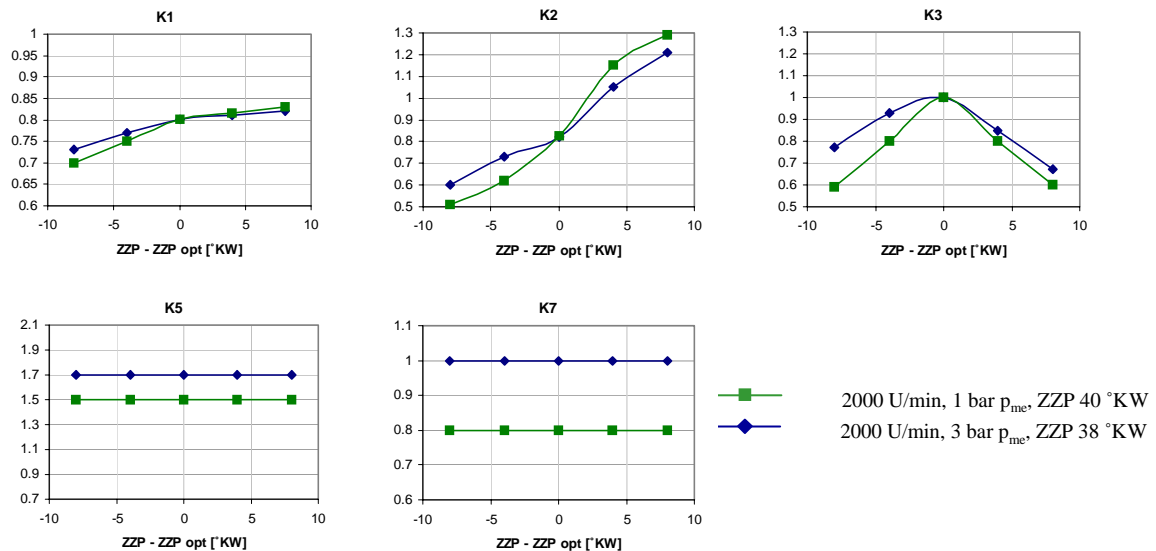
Bei zu früh gewählten Zündzeitpunkten ist das aufbereitete Gemisch im Bereich der Zündkerze noch sehr fett. Hieraus resultieren langsamere Flammengeschwindigkeiten im Vergleich zum optimalen Zündzeitpunkt. Ebenso

ist das Gemisch im Bereich der Zündkerze bereits sehr mager, wenn der Zündzeitpunkt zu spät gewählt wird. Auch hieraus resultiert eine deutlich langsamere Energieumsetzung.



**Abbildung 3.4:** Druckverlauf, Wärmeentwicklung und Temperaturverlauf bei einer Zündzeitpunktvariation im Schichtbetrieb.

Abbildung 3.4 zeigt den Verlauf der Druckkurve, Wärmeentwicklung und Temperaturkurve für eine Zündzeitpunktvariation. Deutlich zu sehen ist das im Fall der zu späten Zündung stark verlangsamte Brennverhalten.



**Abbildung 3.5:** Parameterwahl bei einer Zündzeitpunktvariation im Schichtbetrieb.

Bei der Zündzeitpunktvariation werden die Faktoren K1, K2 und K3 gemäss Abbildung 3.5 bestimmt.

Aus den spektroskopischen Untersuchungen erfolgte die Erkenntnis, dass ein Verstellen des Zündzeitpunktes in Richtung früh auch gleichzeitig mit einer deutlichen Zunahme der Russbildung verbunden ist. Die deutliche Zunahme des KL- Faktors [2,4] bei der Zweifarbenpyrometrie ist ein Indiz für eine Zunahme der mischungskontrollierten Verbrennung. Dieser Tatsache wurde mit einer Verringerung des Faktors K1 für frühe Zündzeitpunkte, respektive Vergrösserung von K1 für späte Zündzeitpunkte Rechnung getragen. Das oben beschriebene Verhalten eines zu fetten, respektive zu mageren Zustandes an der Zündkerze für zu frühes oder zu spätes Zünden ist aus 3D Berechnungen bekannt [5]. Eine Anpassung erfolgt mit Hilfe des Faktors K2 gemäss Abbildung 3.5. Deutlich Unterschiede gibt es auch im Durchbrennverhalten, das Parameter K3 charakterisiert. Sowohl zu frühes als auch zu spätes Zünden bewirkt ein Rückgang der umgesetzten Kraftstoffmasse. Bei niederen Lasten ist dieses Verhalten deutlich ausgeprägter, da das Zündfenster deutlich kleiner ist.



### 3.3 Variation des Einspritzdruckes

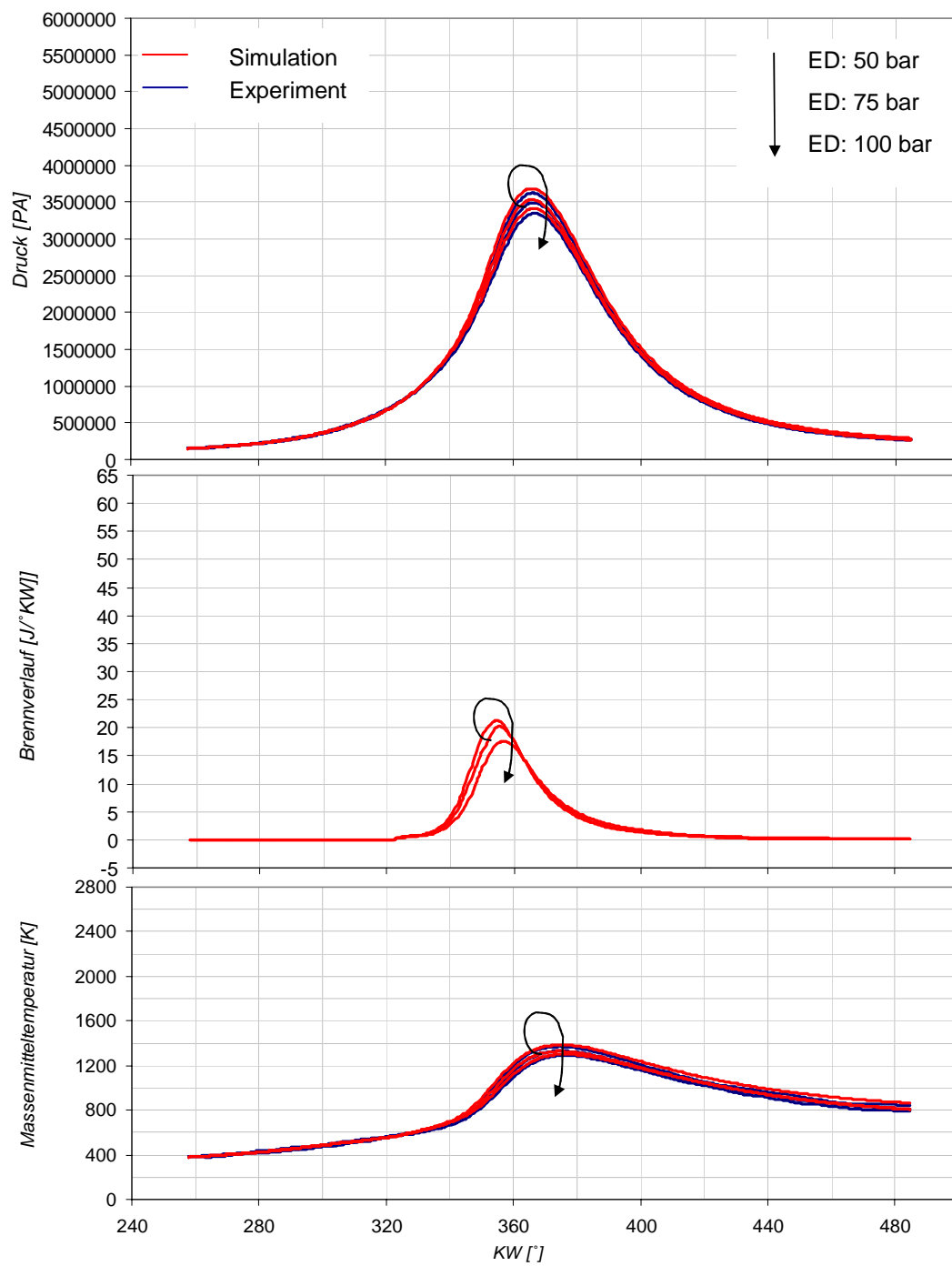
Wieder vom Standardpunkt (SP\_G1) ausgehend wurde der Einspritzdruck des Common-Rail Einspritzsystems verändert. Als Standarddruck wurde immer 75 bar gewählt. In Tabelle 3.3 sind die gewählten Variationen aufgeführt.

n [U/min]	Last [p <sub>mi</sub> ]	ZZP [°KW vZOT]	EB [°KW vZOT]	Drall [c <sub>u</sub> /c <sub>a</sub> ]	AGR [%]	ED [bar]	λ <sub>1</sub> [-]
2000	3,86	38	71	5,2	0	50	0,85
2000	4,06	38	71	5,2	0	75	0,85
2000	3,68	38	71	5,2	0	100	0,85

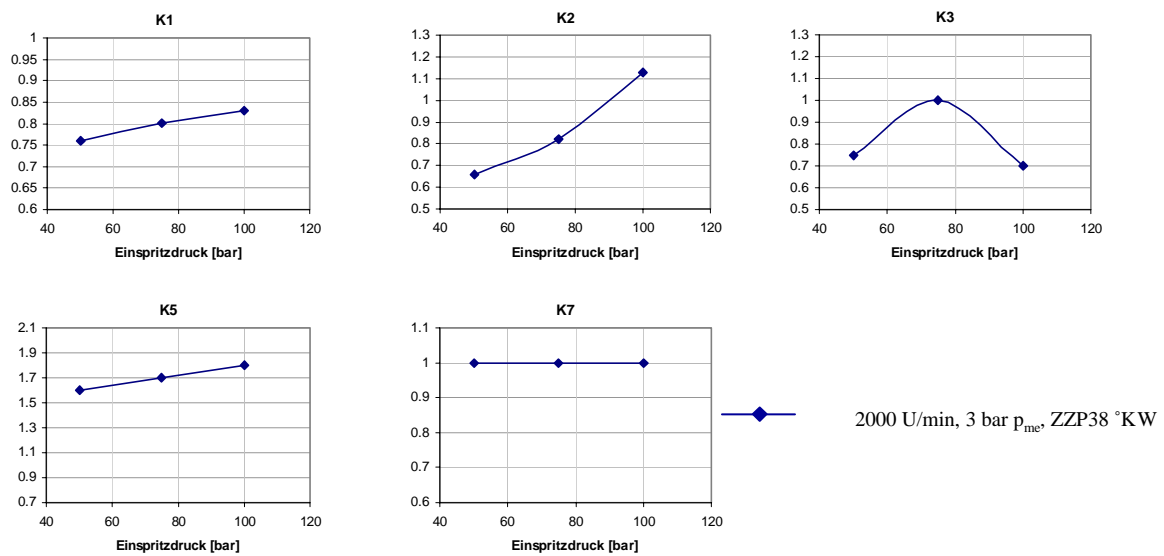
**Tabelle 3.3:** Betriebspunkte bei Variation des Einspritzdruckes im Schichtbetrieb.

Aus Abbildung 3.6 ist erkennbar, dass sowohl für einen gesteigerten als auch für einen reduzierten Einspritzdruck das Brennverhalten bei identischem Zündzeitpunkt schlechter wird. Dies deckt sich sehr gut mit Erkenntnissen der 3D Simulation [5]. Bei einem grösseren Einspritzdruck beschleunigt sich zum einen der Gemischbildungsprozess. Zum zweiten erreicht die an der Zündkerze vorbeibewegte Gemischwolke schneller diesen Ort und entfernt sich ebenso auch schneller. Aus diesem Grund ist bei einem identischen Zündzeitpunkt im Falle eines erhöhten Einspritzdruckes das Gemisch im Bereich der Zündkerze sehr mager. Im umgekehrten Falle ist das Gemisch für niedrigere Einspritzdrücke noch sehr fett.

In Abbildung 3.7 ist die Variation der Parameter K1, K2, K3 und K5 abgebildet. Niedere Einspritzdrücke bei identischem Zündzeitpunkt bewirken ein weniger gut vorgemischtes Gebiet und daher ein verringerten Faktor K1. Das fettere Gemisch am Entflammungsort wird mit einem Absenken von K2 berücksichtigt. K1 und K2 verhalten sich für höhere Einspritzdrücke umgekehrt. Beiden Fällen ist, ähnlich der Zündzeitpunktvariation, eine Reduktion der umgesetzten Kraftstoffmasse gemeinsam. Der erhöhte Einspritzdruck und die daraus resultierende höhere Einspritzgeschwindigkeit bewirken ebenfalls einen Anstieg der lokalen turbulenten kinetischen Energie (K5).



**Abbildung 3.6:** Druckverlauf, Wärmeentwicklung und Temperaturverlauf bei einer Einspritzdruckvariation im Schichtbetrieb.



**Abbildung 3.7:** Parameterwahl bei einer Einspritzdruckvariation im Schichtbetrieb.

### 3.4 Variation von Einspritzbeginn und Zündzeitpunkt

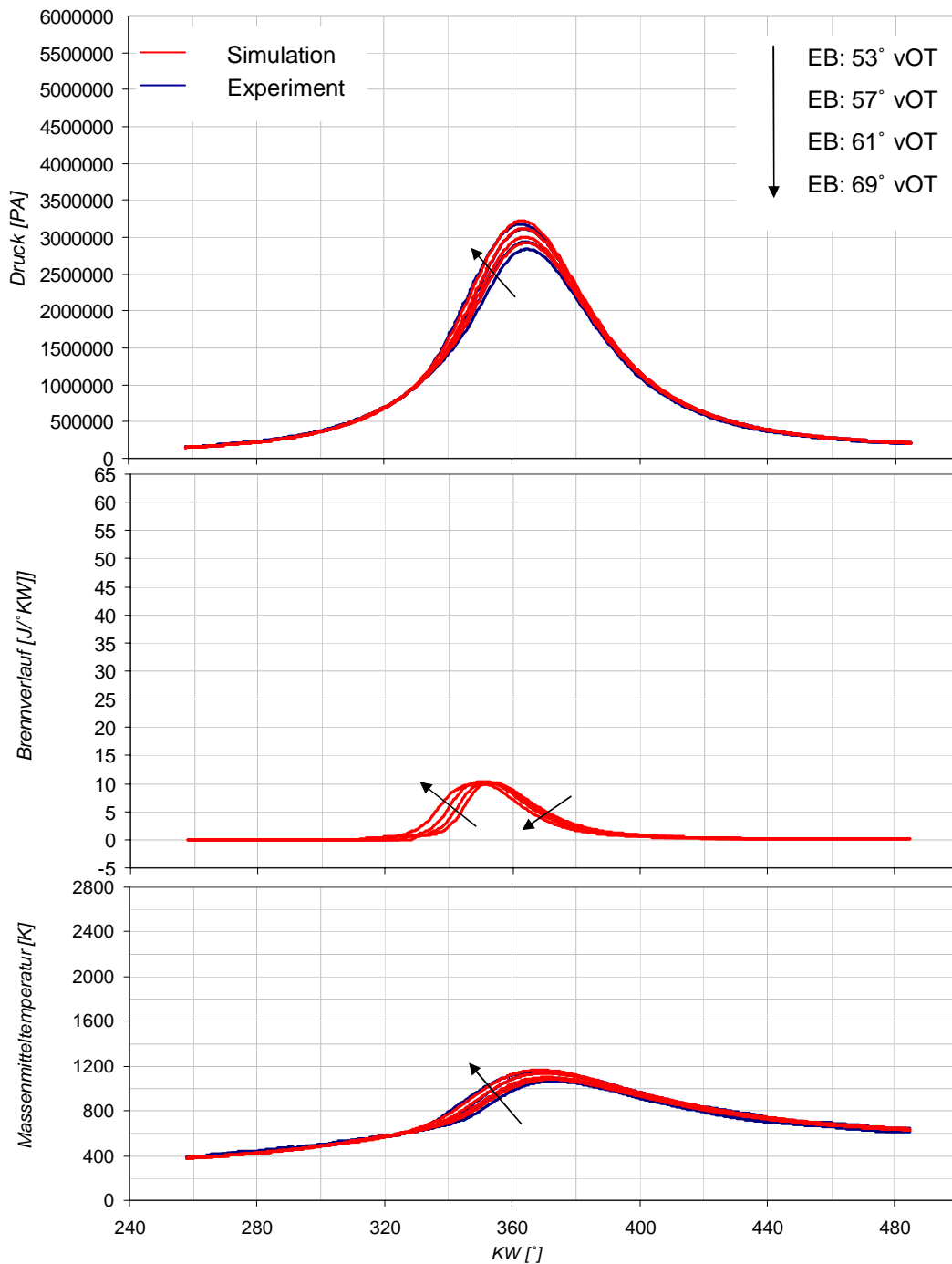
Eine parallele Verschiebung von Einspritzbeginn und Zündzeitpunkt wurde für die in Tabelle 3.4 angegebenen Betriebspunkte berechnet. Aufgetragen ist diesmal eine Parametervariation, ausgehend vom Standardpunkt (SP\_G2) mit einer niederen Last.

n [U/min]	Last [ $p_{mi}$ ]	ZZP [°KW vZOT]	EB [°KW vZOT]	Drall [ $c_u/c_a$ ]	AGR [%]	ED [bar]	$\lambda_1$ [-]
2000	1,96	32	53	5,2	0	75	0,85
2000	2,07	36	57	5,2	0	75	0,85
2000	2,19	40	61	5,2	0	75	0,85
2000	2,08	48	69	5,2	0	75	0,85

**Tabelle 3.4:** Betriebspunkte bei Variation von Einspritzbeginn und Zündzeitpunkt im Schichtbetrieb.

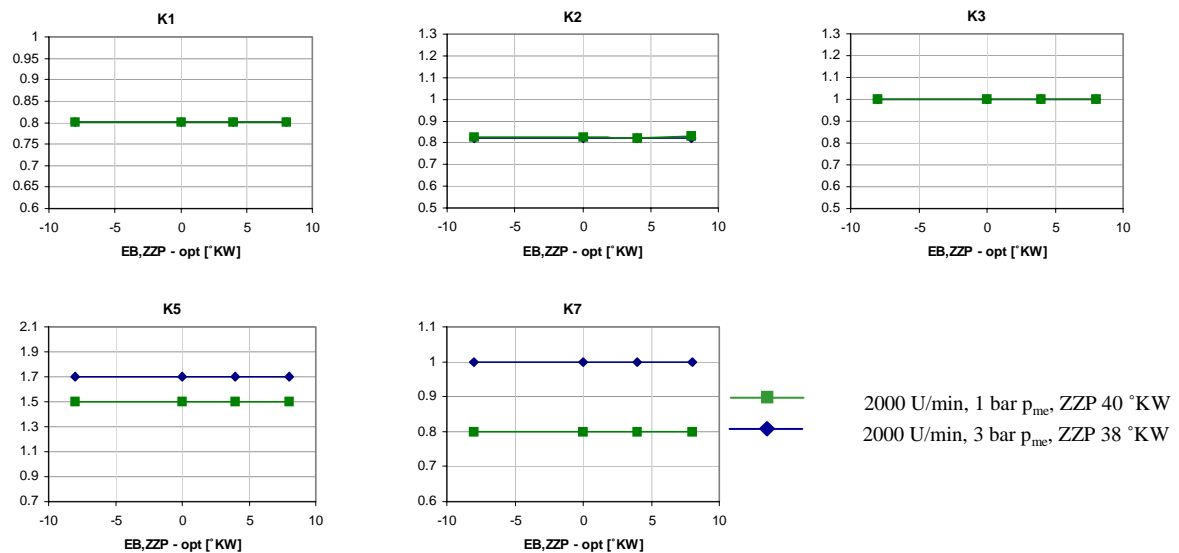
Der Abstand zwischen Zündzeitpunkt und Einspritzbeginn wurde hierbei immer konstant gehalten. In Abbildung 3.8 ist die Zunahme des Spitzendruckes und das frühere Losbrennen im Falle der frühen Einspritz- und Zündzeitpunktwahl zu

sehen. Ebenso reduziert sich der Spitzendruck aufgrund des verspäteten Brennbegins im Falle einer späten Parameterwahl von Einspritzbeginn und Zündzeitpunkt.



**Abbildung 3.8:** Druckverlauf, Wärmeentwicklung und Temperaturverlauf bei einer Variation von Einspritzbeginn und Zündzeitpunkt im Schichtbetrieb.

Insgesamt wurde keine Anpassung der Konstanten  $K_i$  vorgenommen. In allen Fällen kann von ähnlichen physikalischen Randbedingungen ausgegangen werden. In erster Linie entscheidet die Lage des Brennverlaufes über die Güte des Prozesses. Es muss betont werden, dass für einen sehr späten Einspritzbeginn eine Abweichung von der in Abbildung 3.9 gezeigten Wahl getroffen werden muss. In diesem Fall kontrahiert sich der Strahl aufgrund der grösseren Dichte des Gasmediums. Die Zündkerzenlage ist in diesem Fall nur noch an der Peripherie der Gemischwolke. Das Gemisch an der Zündkerze ist deutlich magerer.



**Abbildung 3.9:** Parameterwahl bei einer Variation von Einspritzbeginn und Zündzeitpunkt im Schichtbetrieb.

### 3.5 Variation der Drehzahl

Es ist bekannt, dass eine ausgeprägt Drehzahlabhängigkeit des Verbrennungsablaufes existiert. Ausgehend vom Standardpunkt (SP\_G1) wurde eine Variation der Drehzahl durchgeführt (Tabelle 3.5).

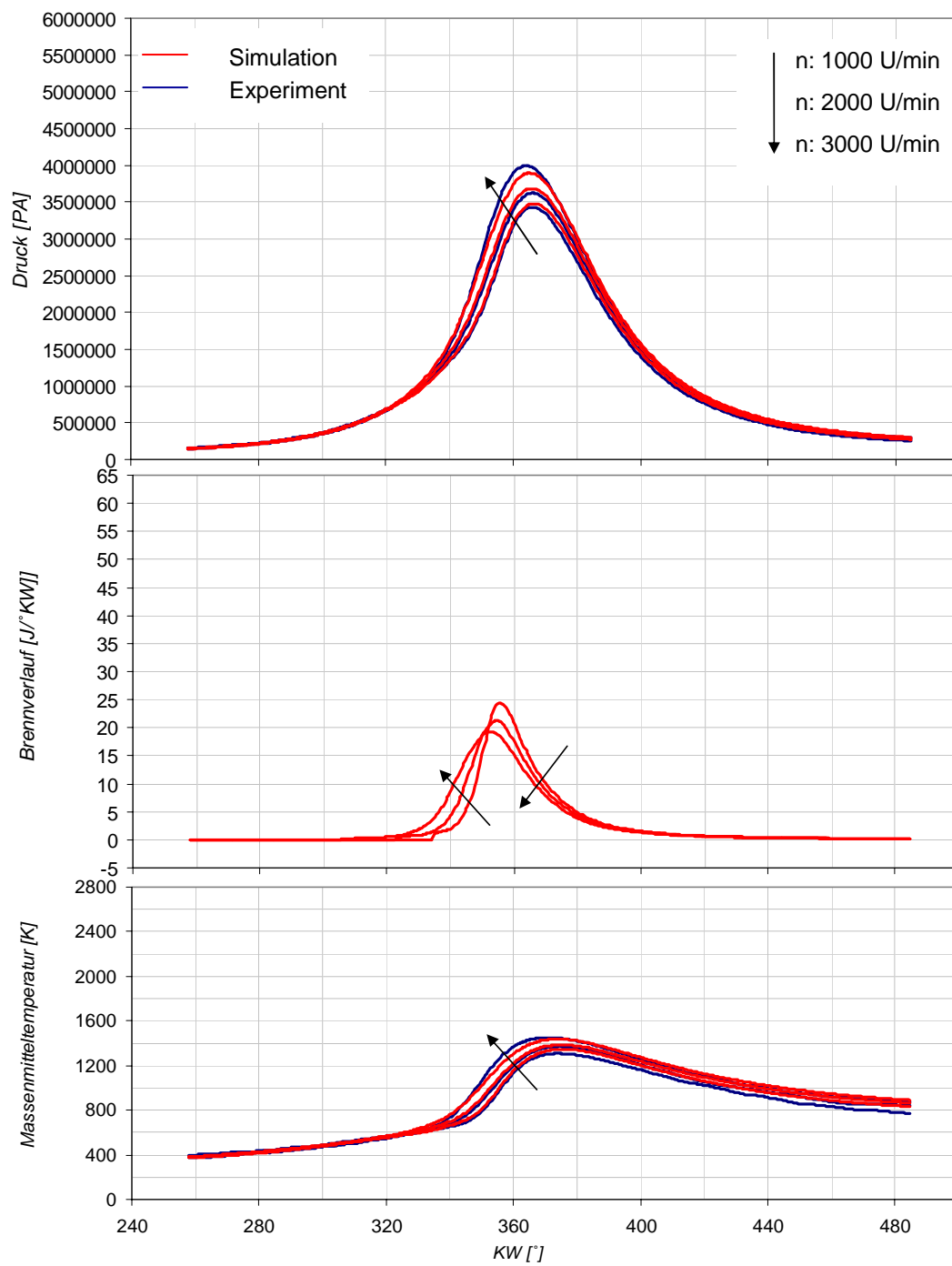
Mit steigender Drehzahl steigt der Abstand zwischen Einspritzbeginn und Zündzeitpunkt relativ in Bezug auf die Kurbelwellenposition, zeitlich verringert er sich allerdings. Die deutlich intensivere Ladungsbewegung und das damit einhergehende erhöhte Turbulenzniveau im Brennraum sind hierfür

n [U/min]	Last [p <sub>mi</sub> ]	ZZP [°KW vZOT]	EB [°KW vZOT]	Drall [c <sub>u</sub> /c <sub>a</sub> ]	AGR [%]	ED [bar]	λ <sub>i</sub> [-]
1000	3,87	26	47	5,2	0	75	0,85
2000	4,06	38	71	5,2	0	75	0,85
3000	4,07	54	89	5,2	0	75	0,85

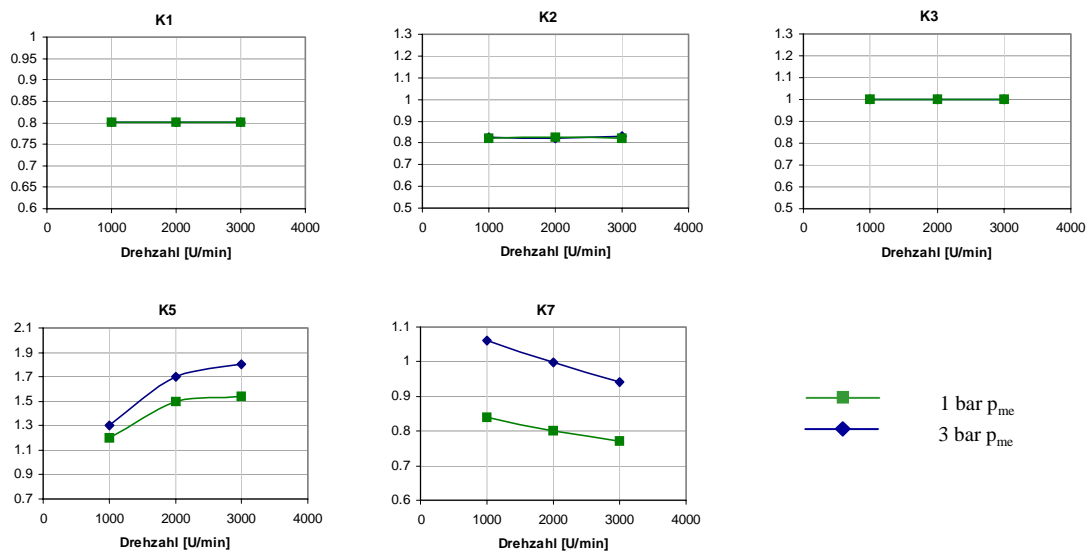
**Tabelle 3.5:** Betriebspunkte bei Drehzahlvariation im Schichtbetrieb.

verantwortlich. Abbildung 3.10 zeigt die berechneten Verläufe bei der Drehzahlvariation. Deutlich zu sehen ist das im Fall der hohen Drehzahl und frühen Zündung schnellere Losbrennen. Das Maximum der Wärmeentwicklung [J/°KW] wird aber bei niederen Drehzahlen erreicht, da pro Kurbelwelleneinheit mehr Zeit für die Wärmeumsetzung zur Verfügung steht.

Abbildung 3.11 zeigt die Anpassung der Konstanten K5 und K7 für den Fall der wirkungsgradoptimalen Einspritz- und Zündzeitpunktterminierung. Aufgrund der Zylinderinnenströmung wird bei 3000 [U/min] der Einspritzstrahl stärker in die Gegend der Zündkerze geführt. Dies deckt sich gut mit Ergebnissen der 3D Berechnung. Die sehr viel intensivere Rotation der Zylinderladung bewirkt zudem eine deutlich kompaktere, kugelförmigere Verbrennung und erlaubt deutlich weniger Auswehungen der Reaktionszone. Hieraus folgt eine Verringerung von K7 für höhere Drehzahlen.



**Abbildung 3.10:** Druckverlauf, Wärmeentwicklung und Temperaturverlauf bei einer Drehzahlvariation im Schichtbetrieb.



**Abbildung 3.11:** Druckverlauf, Wärmeentwicklung und Temperaturverlauf bei Drehzahlvariationen im Schichtbetrieb.

### 3.6 Variation des Dralls

Es besteht eine Abhängigkeit zwischen Gemischbildungs- und Verbrennungsvorgängen und dem Strömungsfeld im Brennraum. Dies zeigten bereits Untersuchungen der Drehzahlvariation. Ebenso existiert ein Einfluss der Drallströmung auf die Sprayausbildung und somit auf die Verbrennung.

Der stabilste Motorbetrieb wurde bei sehr hohen Drallzahlen erreicht. Eine Reduktion des Dralls bewirkt einen deutlich unruhigeren Motorlauf. Der maximale Drall ( $c_u/c_a = 5.2$ ) wurde durch das Schliessen eines Einlassventils erreicht. Für drei Betriebspunkte mit drei unterschiedlichen Drallzahlen ist weiter unten das Verhalten des Hochdruckprozesses abgebildet (Tabelle 3.6).

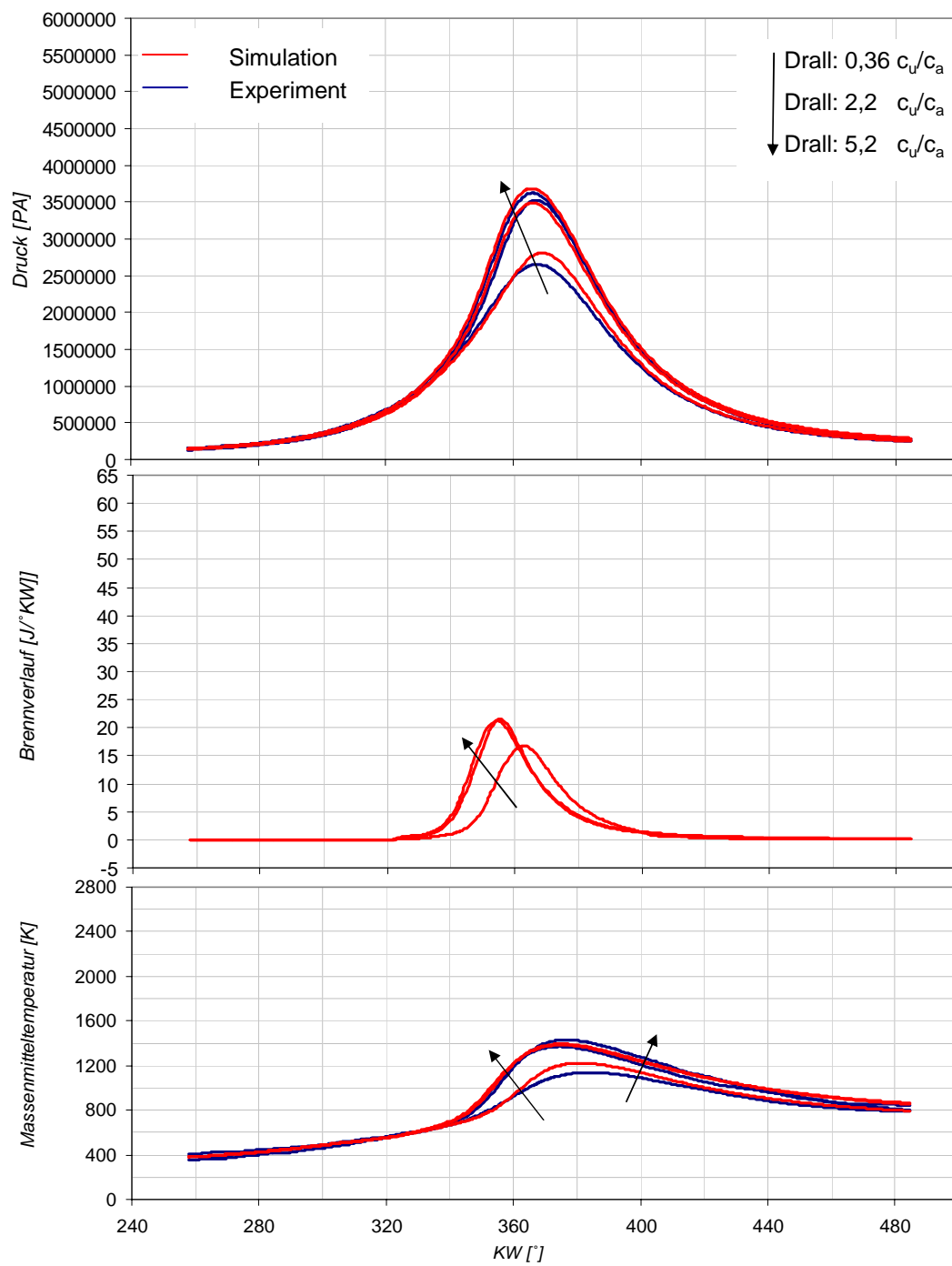
n [U/min]	Last [ $p_{mi}$ ]	ZZP [°KW vZOT]	EB [°KW vZOT]	Drall [ $c_u/c_a$ ]	AGR [%]	ED [bar]	$\lambda_1$ [-]
2000	4,06	38	71	5,2	0	75	0,85
2000	4,31	38	71	2,2	0	75	0,8
2000	3,07	38	71	0,36	0	75	0,8

**Tabelle 3.6:** Betriebspunkte bei Drallvariation im Schichtbetrieb.

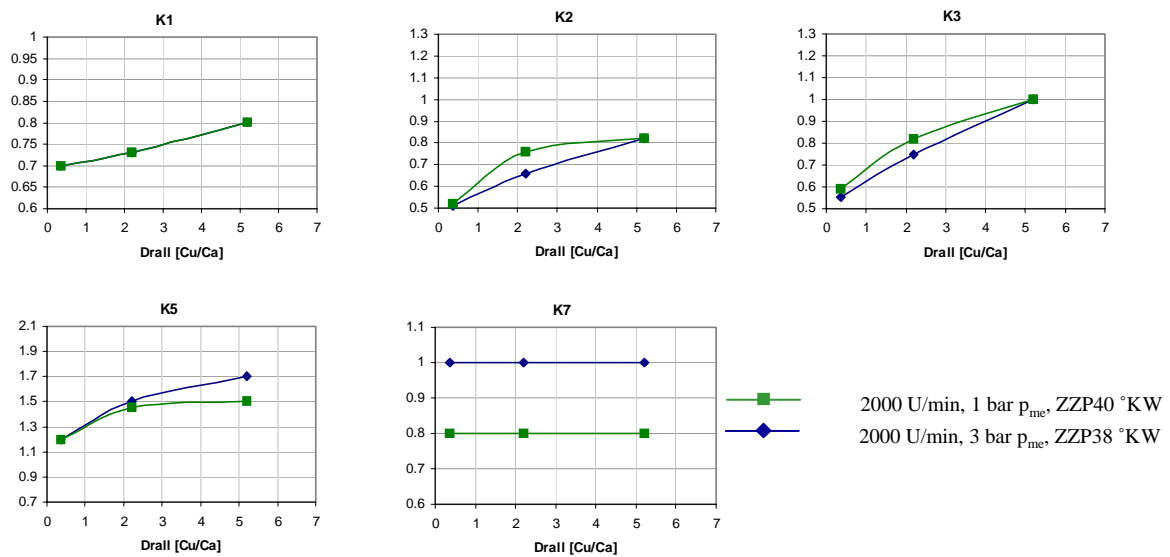


Deutlich zu sehen ist, dass eine Reduktion des Dralles von 5.2 auf 2.2 noch keinen entscheidenden Einfluss auf das Gesamtverhalten hat (Abbildung 3.12). Die Laufunruhe nimmt allerdings schon in diesem Fall zu. Ein drallfreier Betrieb wirkt sich hingegen in einem sehr schlechten Brennverhalten aus. Zum einen dauert es in diesem Fall deutlich länger, bis ein zündfähiges Gemisch an der Zündkerze gebildet wird. Ist dieser Zustand erreicht, sind die Randgebiete des Einspritzstrahls und der Gemischwolke bereits so weit ausgeweht, dass sie von der nachlaufenden Flamme nicht mehr vollständig erreicht werden können. Ein schlechtes Durchbrennverhalten ist die Folge.

Die Wahl der Konstanten ist in Abbildung 3.13 aufgetragen. Niedere Drallzahlen bewirken weniger homogen vorgemischte Gebiete im Brennraum. K1 wird in diesem Fall reduziert. Ebenso ist bei identischem Zündzeitpunkt das Gemisch deutlich schlechter aufbereitet. Dies führt zu einer Reduzierung von K2. Ebenso ist die gesamt umgesetzte Kraftstoffmasse im Zylinder deutlich geringer. Veränderte Strömungsbedingungen im Brennraum bewirken zudem ein Transport des Kraftstoffstrahles hin zur Zündkerze bei höheren Drallzahlen. Dies bewirkt ein erhöhtes Turbulenzniveau im Bereich der Zündkerze. Mit abnehmendem Drall nimmt somit auch K5 ab.



**Abbildung 3.12:** Druckverlauf, Wärmeentwicklung und Temperaturverlauf bei einer Drallvariation im Schichtbetrieb.



**Abbildung 3.13:** Parameterwahl bei einer Drallvariation im Schichtbetrieb.

### 3.7 Variation der externen Abgasrückführrate

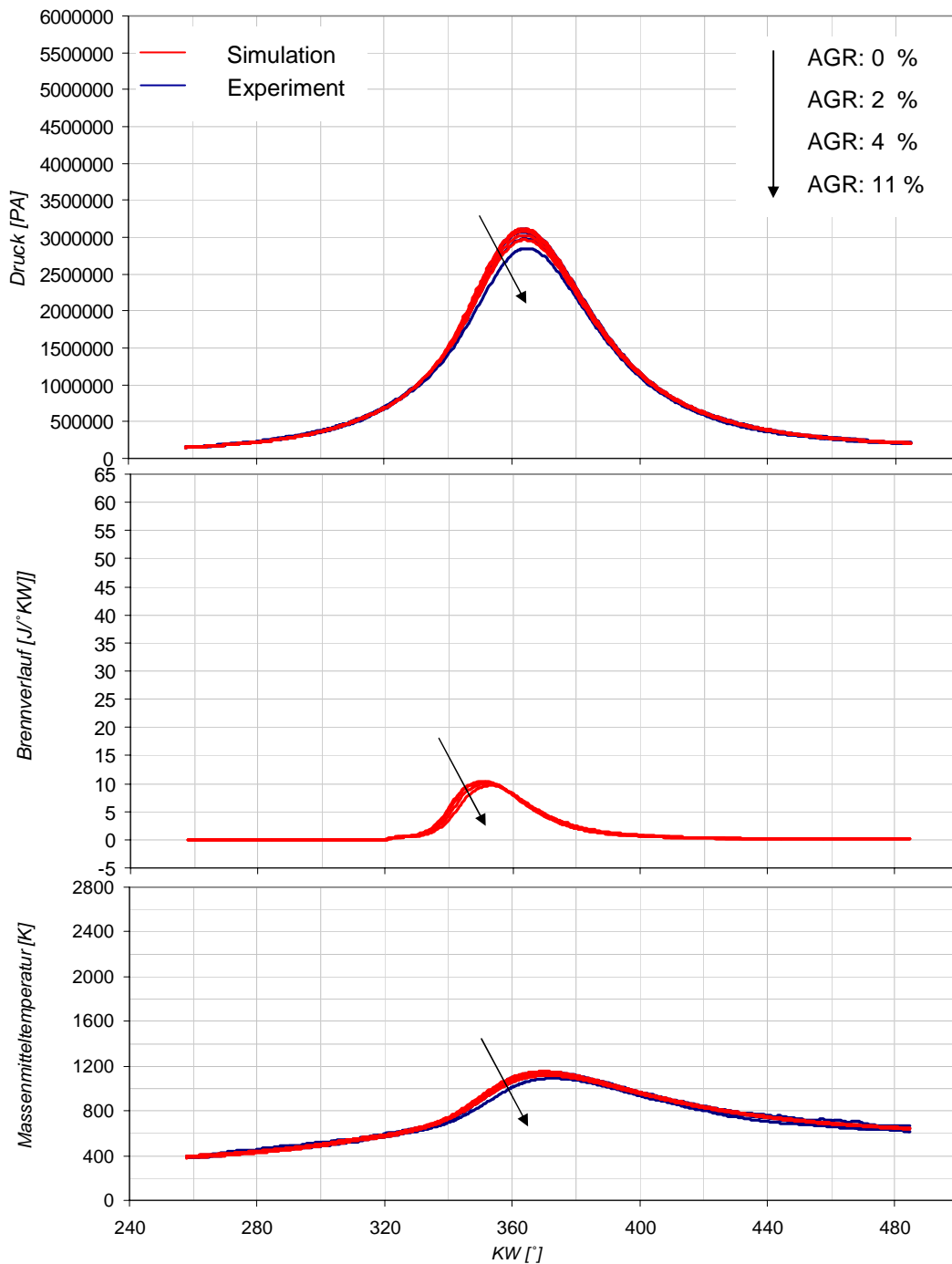
Im Homogenbetrieb wird die Abgasrückführung zur Entdrosselung, zur Reduktion der Klopfempfindlichkeit und zur Reduktion der Stickoxidemissionen aufgrund erniedrigter Rauchgastemperaturen eingesetzt. Im Schichtbetrieb wird durch die Abgasrückführung vor allem die Reduktion der Stickoxidemissionen angestrebt. Ausgehend vom Standardpunkt (SP\_G2) sind in Tabelle 3.7 die Parameter der berechneten Betriebspunkte aufgelistet.

n [U/min]	Last [ $p_{mi}$ ]	ZZP [°KW vZOT]	EB [°KW vZOT]	Drall [ $c_u/c_a$ ]	AGR [%]	ED [bar]	$\lambda_1$ [-]
2000	2,19	40	61	5,2	0	75	0,85
2000	2,05	40	61	5,2	2	75	0,85
2000	1,99	40	61	5,2	4	75	0,83
2000	1,48	40	61	5,2	11	75	0,83

**Tabelle 3.7:** Betriebspunkte bei externer AGR-variation im Schichtbetrieb.

Mit zunehmender externer Abgasrückführung verlangsamt sich die Flammengeschwindigkeit und somit verzögert sich der Brennverlauf bei

identischem Zündzeitpunkt (Abbildung 3.14). Die Laufunruhe nimmt für Abgasrückführraten über 10% deutlich zu. Mit zunehmender Laufunruhe und zunehmenden Zündaussetzern sinkt der Spitzendruck immer weiter ab.



**Abbildung 3.14:** Druckverlauf, Wärmeentwicklung und Temperaturverlauf bei einer AGR-variation im Schichtbetrieb.

Lediglich die Konstante K2 wurde im Fall der Abgasrückführung leicht korrigiert (Abbildung 3.15). Bei einer Zunahme der Rauchgaskonzentration im Zylinder nimmt ebenfalls die Sauerstoffkonzentration gemäss Gleichung 3.1 ab.

$$K2_{\text{korrigiert}} = K2 \cdot \frac{(1 - \text{AGR}) \cdot \frac{K2 \cdot L_{\text{st}}}{1 + K2 \cdot L_{\text{st}}} + \text{AGR} \cdot \frac{(\lambda_{\text{gl}} - 1) \cdot L_{\text{st}}}{1 + \lambda_{\text{gl}} \cdot L_{\text{st}}}}{\frac{K2 \cdot L_{\text{st}}}{1 + K2 \cdot L_{\text{st}}}} \quad 3.1$$

Hierbei ist AGR die Abgasrückführrate in %,  $L_{\text{st}}$  das stöchiometrische Luftverhältnis des Kraftstoffes und  $\lambda_{\text{gl}}$  das globale Verbrennungsluftverhältnis.

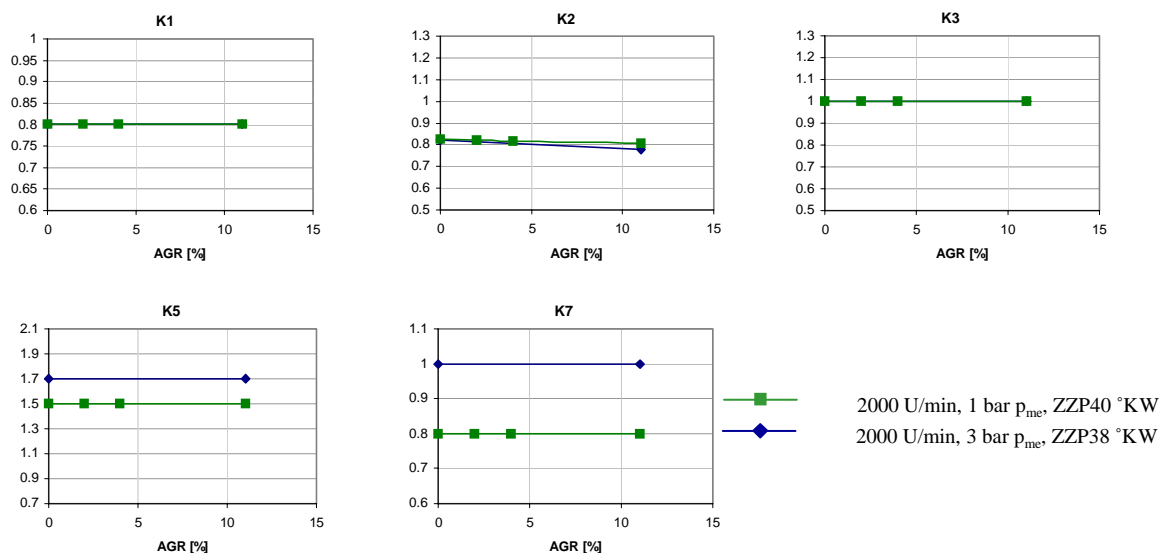


Abbildung 3.15: Parameterwahl bei einer AGR-variation im Schichtbetrieb.

### 3.8 Variation des Liefergrades

Durch eine Androsselung wurde der Liefergrad, ausgehend vom Standardpunkt (ST\_G2) verringert. Durch die verringerte Luftmenge im Zylinder sinkt das globale Rauchgasverbrennungsluftverhältnis. Aufgrund der zunehmenden Verluste in der Ladungswechselschleife sinkt auch der Gesamtwirkungsgrad (Tabelle 3.8).

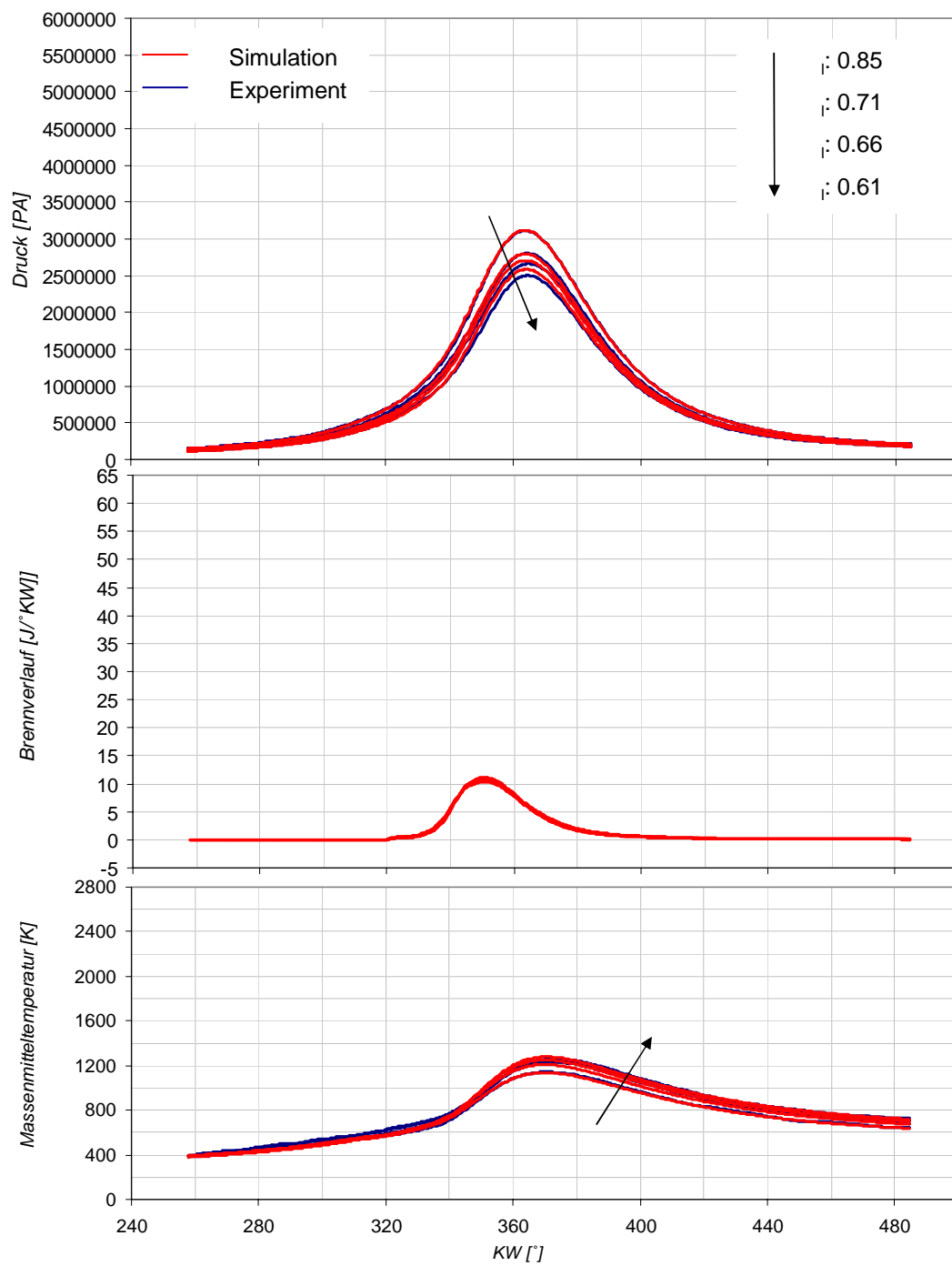
In Abbildung 3.16 ist ebenfalls zu sehen, dass die Zylindermitteltemperatur mit zunehmender Androsselung ansteigt. Die Verbrennungsabläufe sind relativ

n [U/min]	Last [p <sub>mi</sub> ]	ZZP [°KW vZOT]	EB [°KW vZOT]	Drall [c <sub>u</sub> /c <sub>a</sub> ]	AGR [%]	ED [bar]	$\lambda_1$ [-]
2000	2,19	40	61	5,2	0	75	0,85
2000	2,13	40	61	5,2	2	75	0,71
2000	2,11	40	61	5,2	2	75	0,66
2000	1,95	40	61	5,2	2	75	0,61

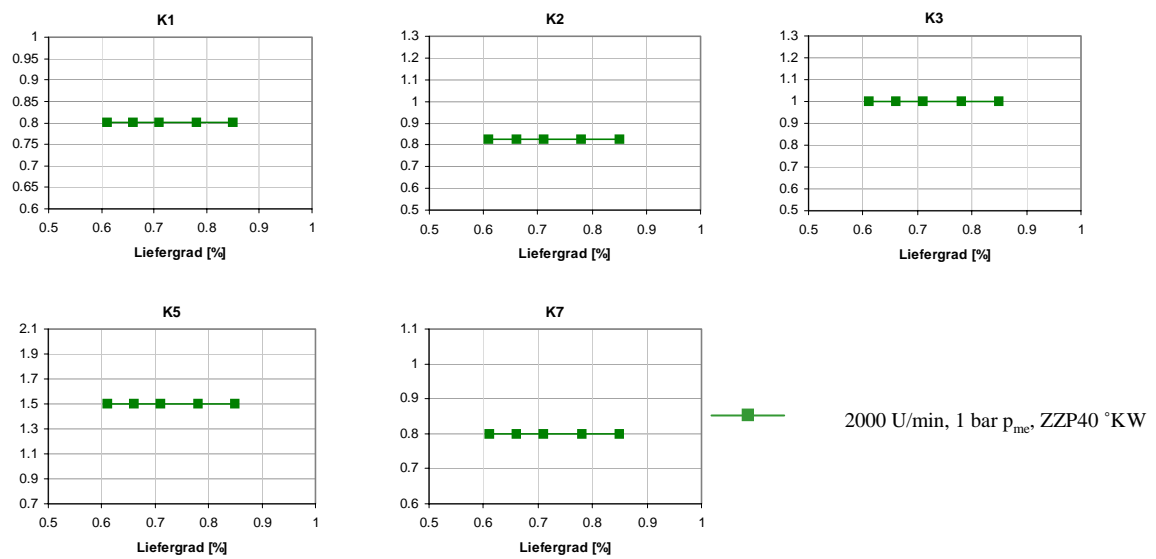
**Tabelle 3.8:** Betriebspunkte bei Liefergradvariation im Schichtbetrieb.

unbeeindruckt von der Liefergradvariation. Die Spitzendrücke fallen natürlich mit zunehmender Androsselung, da bereits das Druckniveau zum Zeitpunkt ES niedriger als im Standardfall ist.

Es wurden keine Parameter angepasst (Abbildung 3.17).



**Abbildung 3.16:** Druckverlauf, Wärmeentwicklung und Temperaturverlauf bei einer Liefergradvariation im Schichtbetrieb.



**Abbildung 3.17:** Parameterwahl bei einer Liefergradvariation im Schichtbetrieb.

### 3.9 Variation der Zündkerzenposition

Durch Unterlagscheiben konnte die Zündkerze weiter ausserhalb positioniert werden. Im Standardfall wurde eine 2 mm dicke Unterlagscheibe unterlegt. Bei der unten (Tabelle 3.9) aufgelisteten Variation wurde die Zündkerze zusätzliche 4 mm nach aussen verlegt. Damit berührt sie nur noch Randbereiche des Sprays.

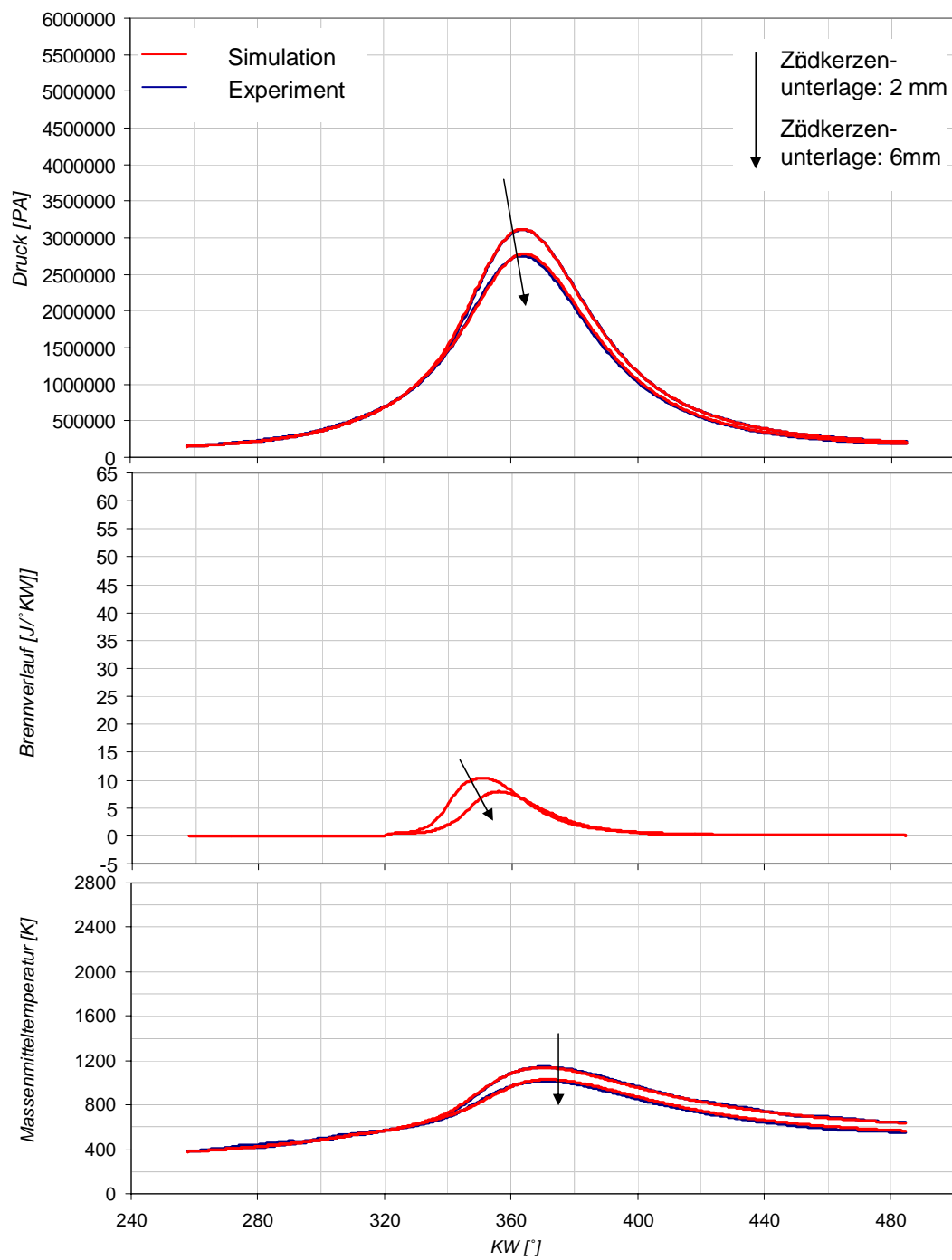
n [U/min]	Last [p <sub>mi</sub> ]	ZZP [°KW vZOT]	EB [°KW vZOT]	Drall [c <sub>u</sub> /c <sub>a</sub> ]	AGR [%]	ED [bar]	λ <sub>1</sub> [-]
2000 Zündkerze 2 mm, Standard	2,19	40	61	5,2	0	75	0,85
2000 Zündkerze 6 mm	1,51	40	61	5,2	0	75	0,85

**Tabelle 3.9:** Betriebspunkte bei Variation der Zündkerzenposition im Schichtbetrieb.

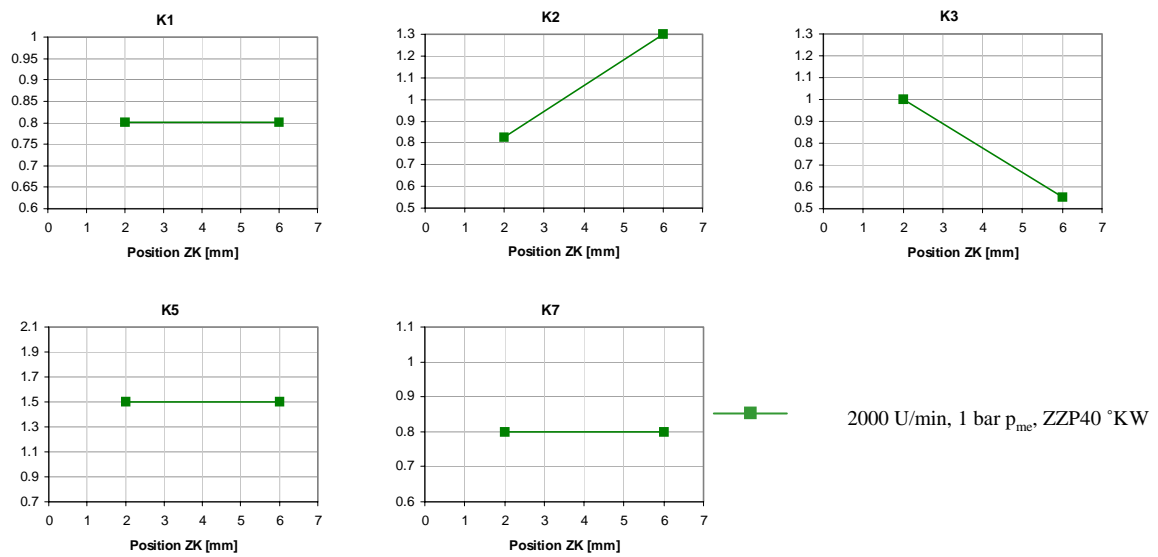


Aus der 3D Simulation ist bekannt, dass im Bereich des Sprays im Zentrum sehr fette und nach aussen hin sehr magere Bereiche existieren. Durch das Verlagern der Zündkerzenposition nach aussen erreichen nur magere Gemischwolken den Ort der Zündung. Als Folge ist das Brennverhalten zu Beginn sehr schlecht (Abbildung 3.18).

Das sehr magere Gemisch in der Zündkerze wird durch den Faktor K2 berücksichtigt. Ausserdem ist das Durchbrennverhalten ebenfalls deutlich schlechter (K3).



**Abbildung 3.18:** Druckverlauf, Wärmeentwicklung und Temperaturverlauf bei einer Variation der Zündkerzenposition im Schichtbetrieb.



**Abbildung 3.19:** Parameterwahl bei einer Variation der Zündkerzenposition im Schichtbetrieb.

## 3.10 Sensitivitäten

Es wurden die Konstanten K1, K2, K3, K5, K7 und  $p_{homes}$  an den entsprechenden Betriebspunkten angepasst.

Zur Verdeutlichung des Einzeleinflusses einer Änderung einer jeden Konstante ist in den folgenden Abbildungen 3.20 bis 3.25 das Sensitivitätsverhalten der wichtigsten Größen dargestellt.

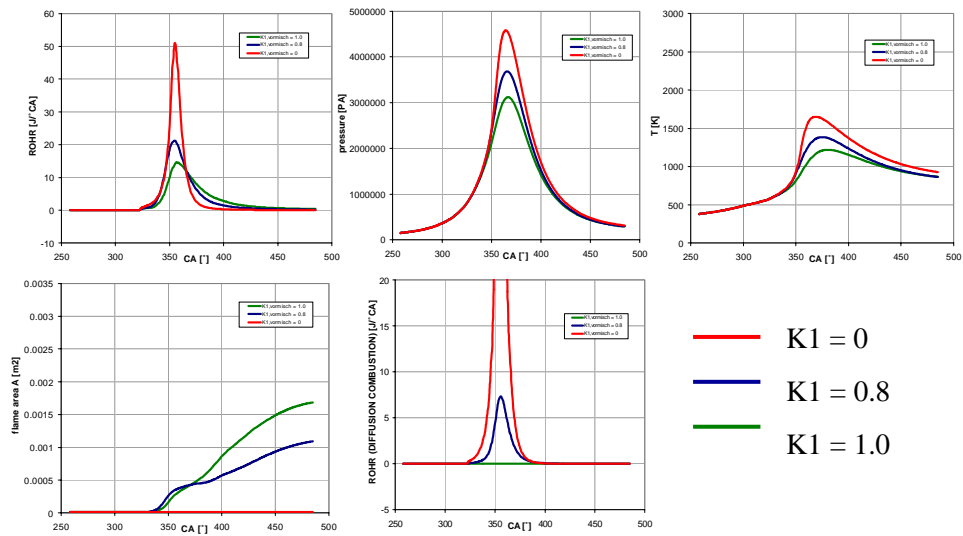


Abbildung 3.20: Sensitivität der Konstante  $K_1$ .

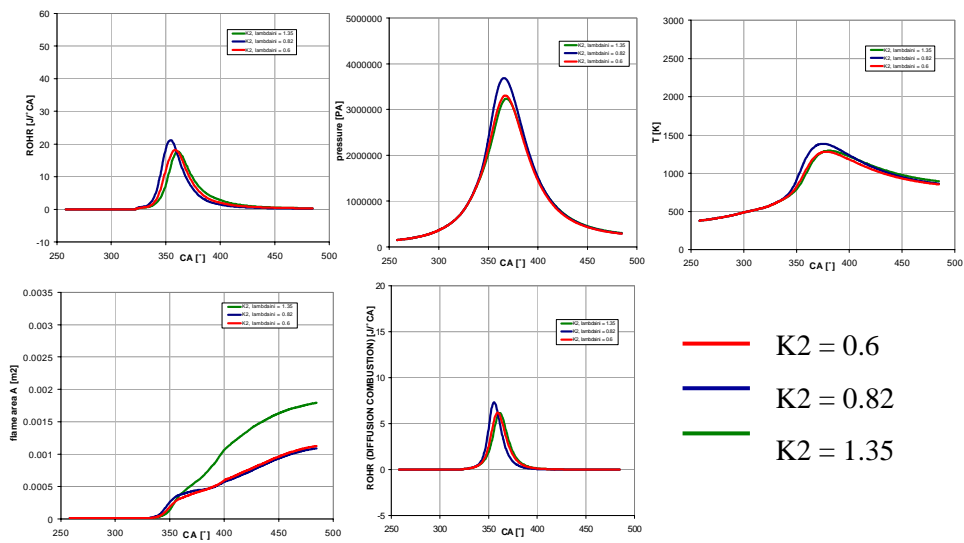


Abbildung 3.21: Sensitivität der Konstante  $K_2$ .

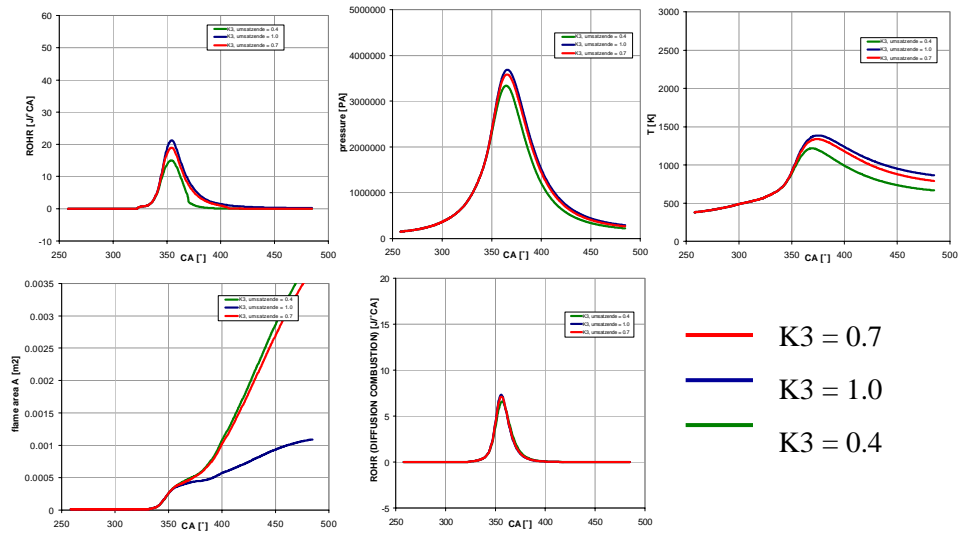


Abbildung 3.22: Sensitivität der Konstante  $K3$ .

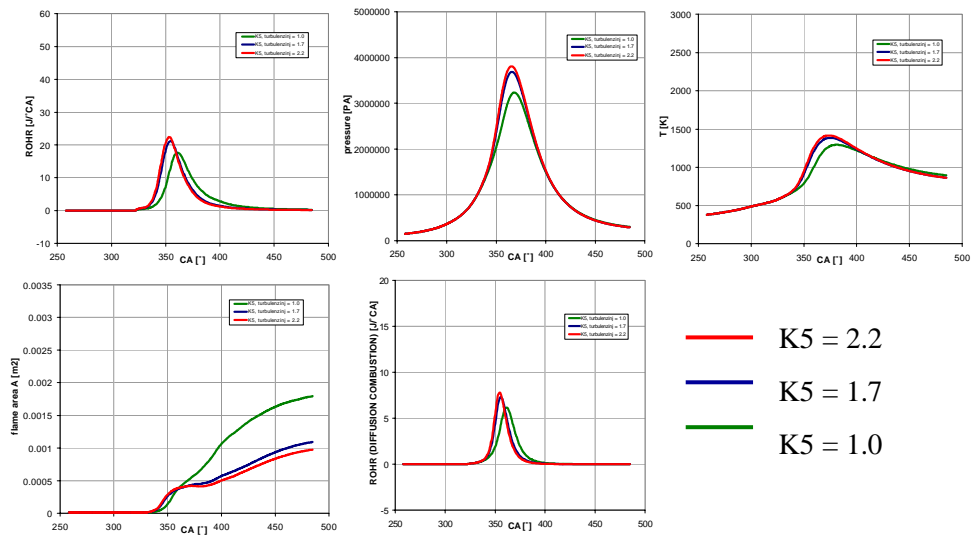


Abbildung 3.23: Sensitivität der Konstante  $K5$ .

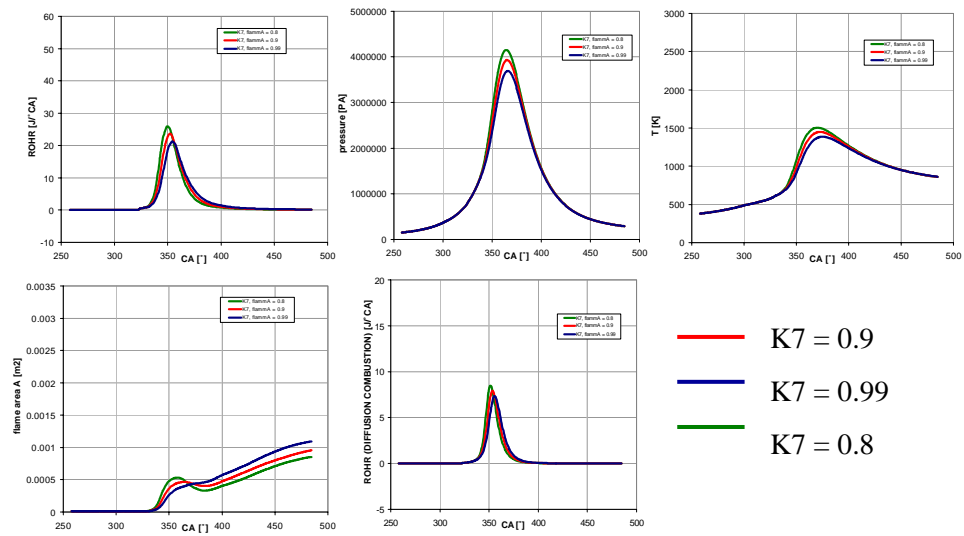


Abbildung 3.24: Sensitivität der Konstante K7.

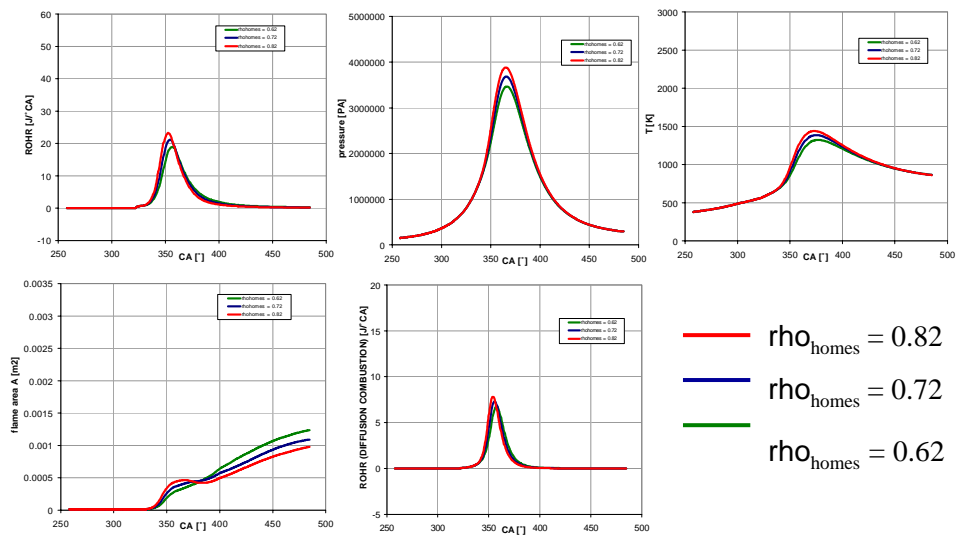


Abbildung 3.25: Sensitivität der Konstante  $\rho_{homes}$ .

## 4 Homogenbetrieb

Im Homogenbetrieb wurden Last-, Zündzeitpunkt-, Drehzahl-, Drall-, Lambda- und AGR-variations durchgeführt und berechnet. Bei den in diesem Kapitel aufgeführten Betriebspunkten wurde immer in das Saugrohr eingespritzt.

### 4.1 Variation der Last

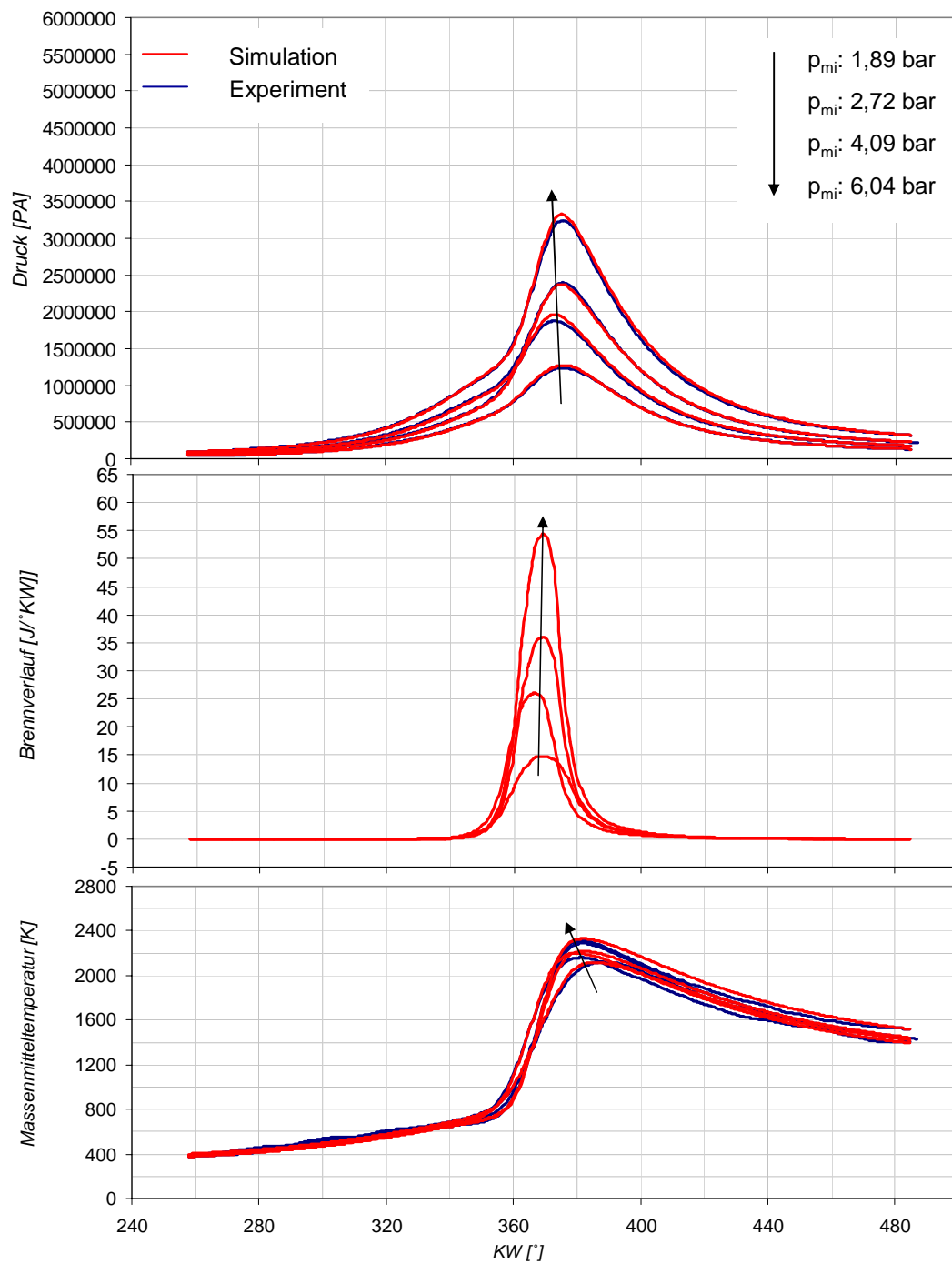
Tabelle 4.1 zeigt eine Auswahl berechneter Lastvariationen.

n [U/min]	Last [p <sub>mi</sub> ]	ZZP [°KW vZOT]	Drall [c <sub>u</sub> /c <sub>a</sub> ]	AGR [%]	λ [-]	λ <sub>1</sub> [-]
2000	1,89	36	5,2	0	1,0	0,22
2000	2,72	30	5,2	0	1,0	0,30
2000	4,09	22	5,2	0	1,0	0,39
2000	6,04	20	5,2	0	1,0	0,54

**Tabelle 4.1:** Betriebsparameter der Lastvariation im Homogenbetrieb.

Abbildung 4.1 zeigt den erhöhten Spitzendruck und die Zunahme der Verbrennungswärmefreisetzung mit zunehmender Entdrosselung.

Es wurde eine sehr gute Übereinstimmung zwischen berechneten und gemessenen Daten erreicht. Als Anpassungsfaktor wurde lediglich die insgesamt umgesetzte Kraftstoffmasse leicht variiert. Im Homogenbetrieb wird der Faktor K1 hierfür verwendet. Er variiert um etwa 94 %.



**Abbildung 4.1:** Druckverlauf, Wärmeentwicklung und Temperaturverlauf bei einer Lastvariation im Homogenbetrieb.



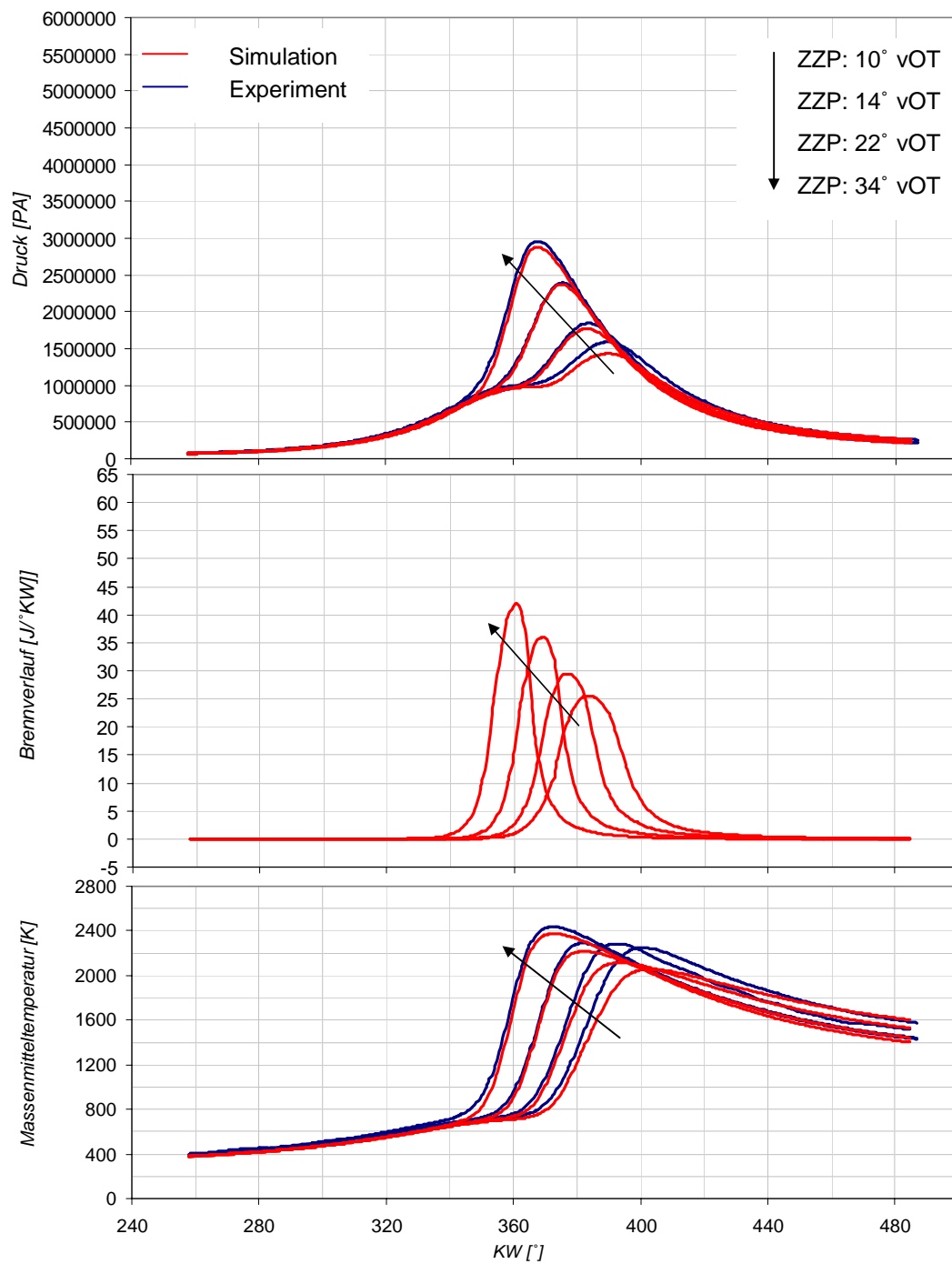
## 4.2 Variation des Zündzeitpunktes

Vier verschiedene Zündpunkte wurden ausgehend vom Standardpunkt SP\_H berechnet. Ein mögliches Klopfverhalten wurde nicht berücksichtigt.

n [U/min]	Last [p <sub>mi</sub> ]	ZZP [°KW vZOT]	Drall [c <sub>u</sub> /c <sub>a</sub> ]	AGR [%]	$\lambda$ [-]	$\lambda_1$ [-]
2000	4,21	10	5,2	0	1,0	0,41
2000	3,85	14	5,2	0	1,0	0,39
2000	4,09	22	5,2	0	1,0	0,39
2000	4,0	34	5,2	0	1,0	0,38

**Tabelle 4.2:** Betriebsparameter der Zündzeitpunktvariation im Homogenbetrieb.

Deutlich zu sehen ist in Abbildung 4.2 das verlangsamte Durchbrennverhalten für späte Zündzeitpunkte. Grund für die schlechtere Verbrennung ist die in der Expansion deutlich abnehmende turbulente kinetische Energie.



**Abbildung 4.2:** Druckverlauf, Wärmeentwicklung und Temperaturverlauf bei einer Zündzeitpunktvariation im Homogenbetrieb.

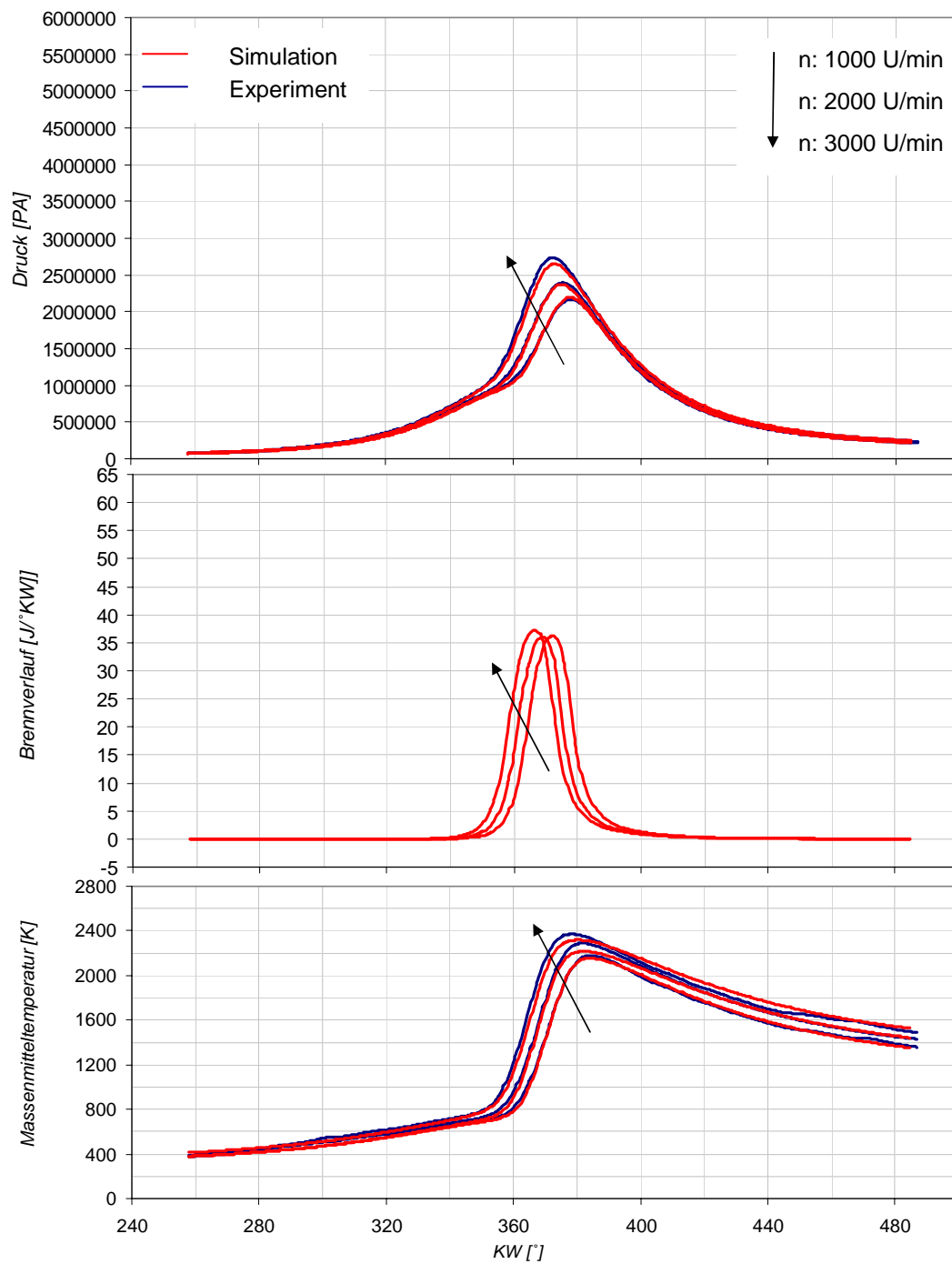
## 4.3 Variation der Drehzahl

Für drei Drehzahlen von 1000 bis 3000 [U/min] wurden Betriebspunkte (Tabelle 4.3) berechnet. Der Zündzeitpunkt wurde hierbei immer angepasst.

n [U/min]	Last [p <sub>mi</sub> ]	ZZP [°KW vZOT]	Drall [c <sub>u</sub> /c <sub>a</sub> ]	AGR [%]	$\lambda$ [-]	$\lambda_1$ [-]
1000	3,83	18	5,2	0	1,0	0,38
2000	4,09	22	5,2	0	1,0	0,39
3000	3,86	26	5,2	0	1,0	0,41

**Tabelle 4.3:** Betriebsparameter der Drehzahlvariation im Homogenbetrieb.

Entscheidenden Einfluss auf die Wärmeentwicklung hat das Verhalten der Turbulenz bei der Drehzahlvariation. Die Turbulenzintensität skaliert linear mit der mittleren Kolbengeschwindigkeit. Erst die Berücksichtigung der turbulenten Reynoldszahl bei der Bestimmung der turbulenten Flammengeschwindigkeit [1,6] erlaubt eine korrekte Berechnung der Wärmeentwicklung.



**Abbildung 4.3:** Druckverlauf, Wärmeentwicklung und Temperaturverlauf bei einer Drehzahlvariation im Homogenbetrieb.

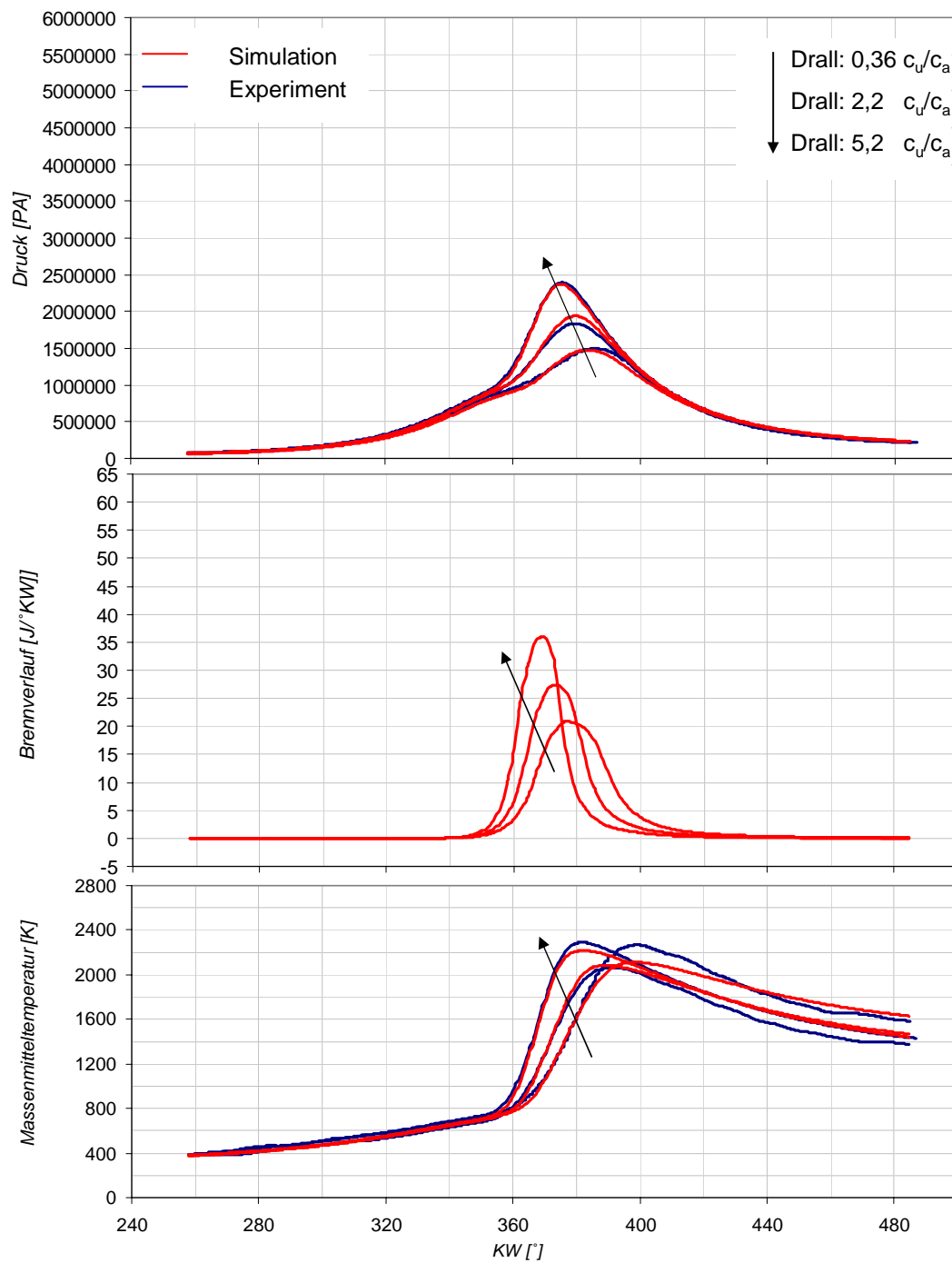
## 4.4 Variation des Dralls

Genauso wie im Schichtbetrieb wurde auch im Homogenbetrieb der Standardpunkt mit der maximalen Drallkonfiguration gewählt, bei der ein Einlassventil geschlossen ist. Bei der Drallstärke  $C_u/C_a=0.36$  sind beide Einlassventile komplett freigegeben.

n [U/min]	Last [p <sub>mi</sub> ]	ZZP [°KW vZOT]	Drall [c <sub>u</sub> /c <sub>a</sub> ]	AGR [%]	λ [-]	λ <sub>i</sub> [-]
2000	4,09	22	5,2	0	1,0	0,39
2000	3,62	22	2,2	0	1,0	0,39
2000	3,51	22	0,36	0	1,0	0,345

**Tabelle 4.4:** Betriebsparameter der Drallvariation im Homogenbetrieb.

Abbildung 4.4 zeigt, wie stark die Verbrennung auch im homogenen Fall von der Ladungsbewegung abhängt. Bei starkem Drall erfolgt eine ungleich schnellere Energiefreisetzung. Bei einem Betrieb mit niederem Drall erstreckt sich die Verbrennung zudem weit in die Expansionsphase. Hier ist zudem ein Grossteil der turbulenten kinetischen Energie dissipiert. Dies führt zu einer weiteren Verlangsamung der Wärmefreisetzung.



**Abbildung 4.4:** Druckverlauf, Wärmeentwicklung und Temperaturverlauf bei einer Drallvariation im Homogenbetrieb.

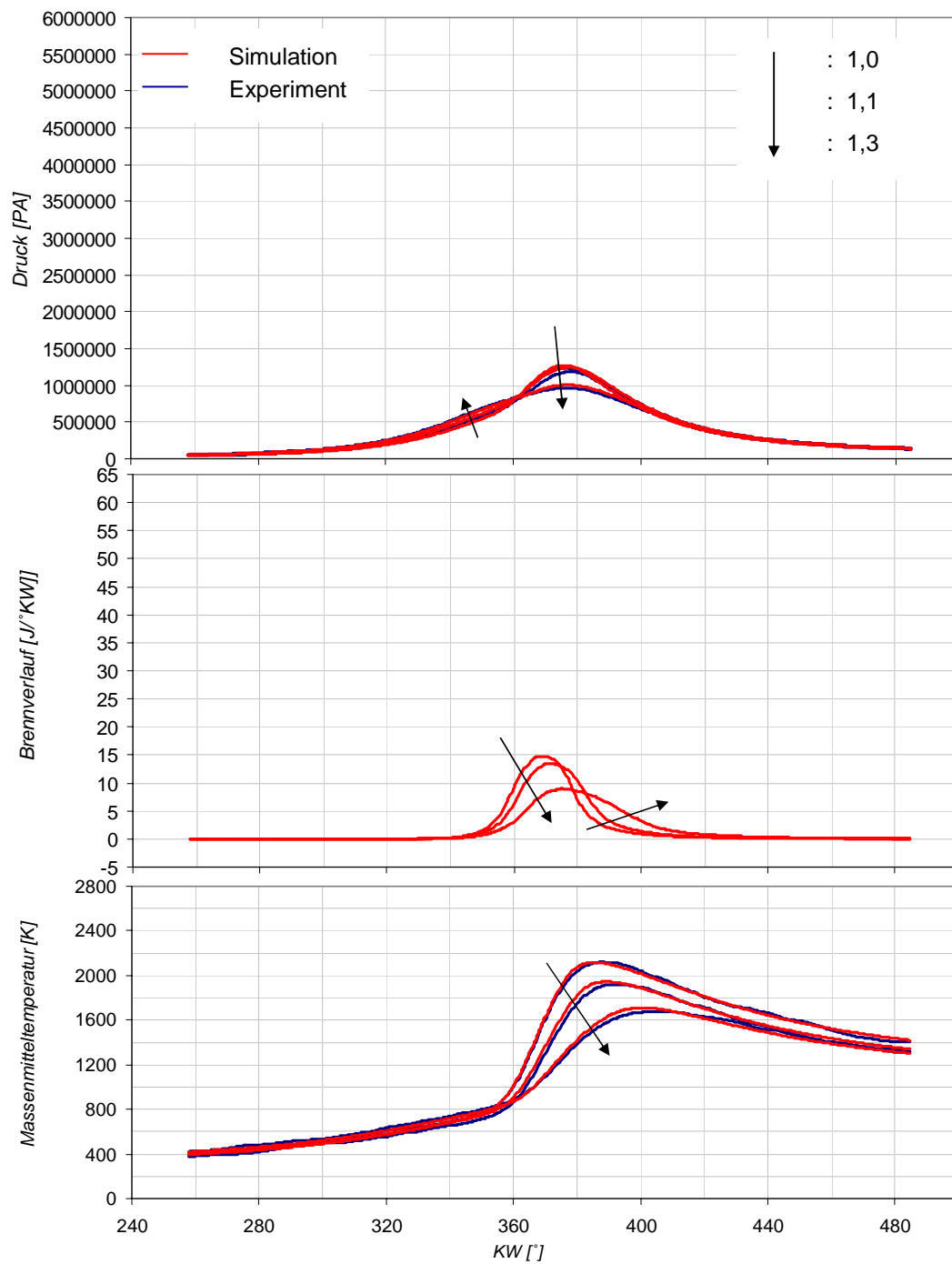
## 4.5 Variation des Verbrennungsluftverhältnisses

Durch ein Entdrosseln wurde bei konstant gehaltenem Zündzeitpunkt eine Abmagerung der Zylinderladung erreicht. Die in Abbildung 4.5 gezeigten Betriebspunkte aus Tabelle 4.5 gehen von einem niederen Lastpunkt aus.

n [U/min]	Last [p <sub>mi</sub> ]	ZZP [°KW vZOT]	Drall [c <sub>u</sub> /c <sub>a</sub> ]	AGR [%]	$\lambda$ [-]	$\lambda_1$ [-]
2000	1,89	36	5,2	0	1,0	0,22
2000	1,94	36	5,2	0	1,1	0,24
2000	1,62	36	5,2	0	1,3	0,26

**Tabelle 4.5:** Betriebsparameter bei einer Variation des Verbrennungsluftverhältnisses im Homogenbetrieb.

Die bei einem abgemagerten Gemisch verlangsamten Flammengeschwindigkeiten bewirken eine erlangsamte Wärmefreisetzung. Obwohl der Druck zum Zeitpunkt ES im Magerbetrieb erhöht ist, ist der maximale Druck eben aufgrund der verlangsamten Energiefreisetzung deutlich geringer. Die Zylindermitteltemperatur sinkt damit ebenfalls.



**Abbildung 4.5:** Druckverlauf, Wärmeentwicklung und Temperaturverlauf bei einer Variation des Verbrennungsluftverhältnisses im Homogenbetrieb.



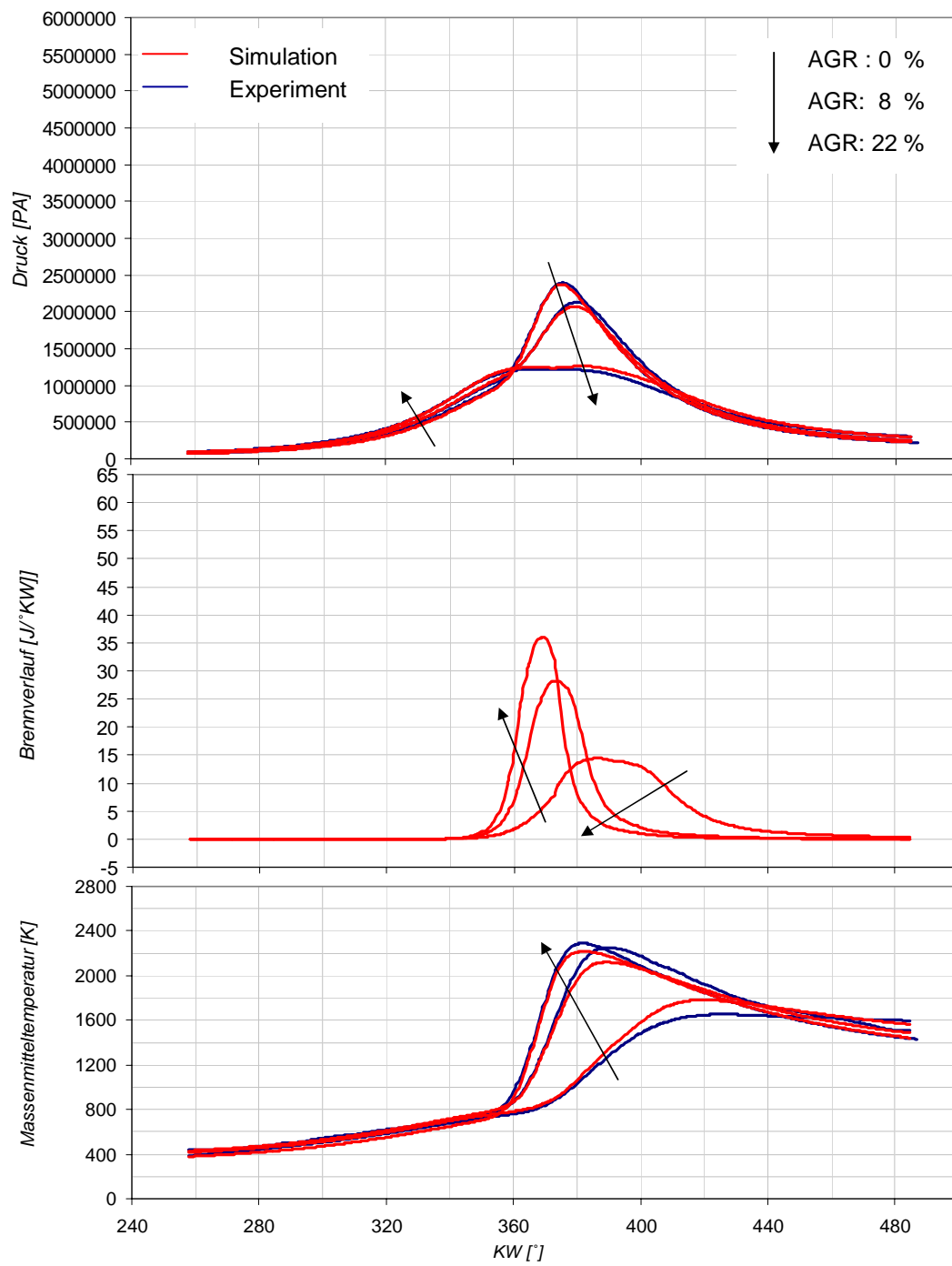
## 4.6 Variation der externen Abgasrückführrate

Der Standardpunkt (SP\_H) wird ohne Abgasrückführung betrieben. Durch eine Entdrosselung wurde gleichzeitig die Frischluftzufuhr konstant gehalten. Bei einer sehr hohen Abgasrückführrate von 22% zeigte sich allerdings ein sehr schlechter Motorbetrieb (Tabelle 4.6).

n [U/min]	Last [p <sub>mi</sub> ]	ZZP [°KW vZOT]	Drall [c <sub>u</sub> /c <sub>a</sub> ]	AGR [%]	λ [-]	λ <sub>i</sub> [-]
2000	4,09	22	5,2	0	1,0	0,39
2000	4,31	22	5,2	8	1,0	0,42
2000	3,2	22	5,2	22	1,0	0,49

**Tabelle 4.6:** Betriebsparameter bei einer Variation der Abgasrückführrate im Homogenbetrieb.

Genauso wie beim Schichtbetrieb bewirkt eine hohe Abgasrückführrate deutlich reduzierte Flammengeschwindigkeiten und damit verlangsamte Wärmefreisetzungen. Der Druck zum Zeitpunkt ES im Zylinder ist mit externer Abgasrückführung erhöht. Der maximale Druck ist aber aufgrund der verlangsamten Energiefreisetzung deutlich geringer. Die Zylindermitteltemperatur sinkt damit ebenfalls mit erhöhter Abgasrückführung (Abbildung 4.6).



**Abbildung 4.6:** Druckverlauf, Wärmeentwicklung und Temperaturverlauf bei einer AGR-variation im Homogenbetrieb.

## 5 Stickoxidberechnung

Zur Berechnung der Stickoxidkonzentrationen wurde ein erweiterter Zeldovichansatz verwendet. Nach einem Ansatz nach Heywood [7] wird die aktuelle NO-Bildungsrate als Funktion der Gleichgewichtszusammensetzung formuliert. Der Algorithmus ist in der Programmdokumentation Codino beschrieben [1].

Zur Berechnung der Gleichgewichtskonzentrationen wurde ein Gleichgewichtslöser aus der CHEMKIN Familie implementiert [8]. Dieser wurde so angepasst, dass er für den gegebenen Anwendungsfall die Gleichgewichtskonzentrationen von Ar, H<sub>2</sub>, H<sub>2</sub>O, CO, CO<sub>2</sub>, N<sub>2</sub>, OH, NO, O<sub>2</sub>, O, N, H und des inerten Ar berechnet.

### 5.1 Gleichgewichtsbetrachtungen mit CHEMKIN

Vor einer Applikation des gesamten Ansatz für den instationären Hochdruckprozess wurde unter konstanten Rahmenbedingungen die Gleichgewichtskonzentration für Temperaturvariationen berechnet. Abbildung 5.1 zeigt die Temperaturabhängigkeit der Stickoxidbildung.

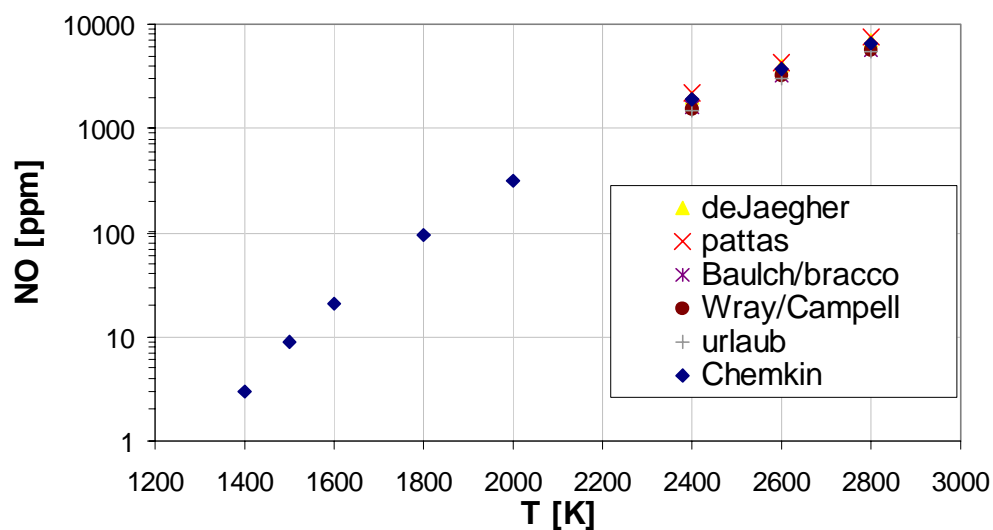
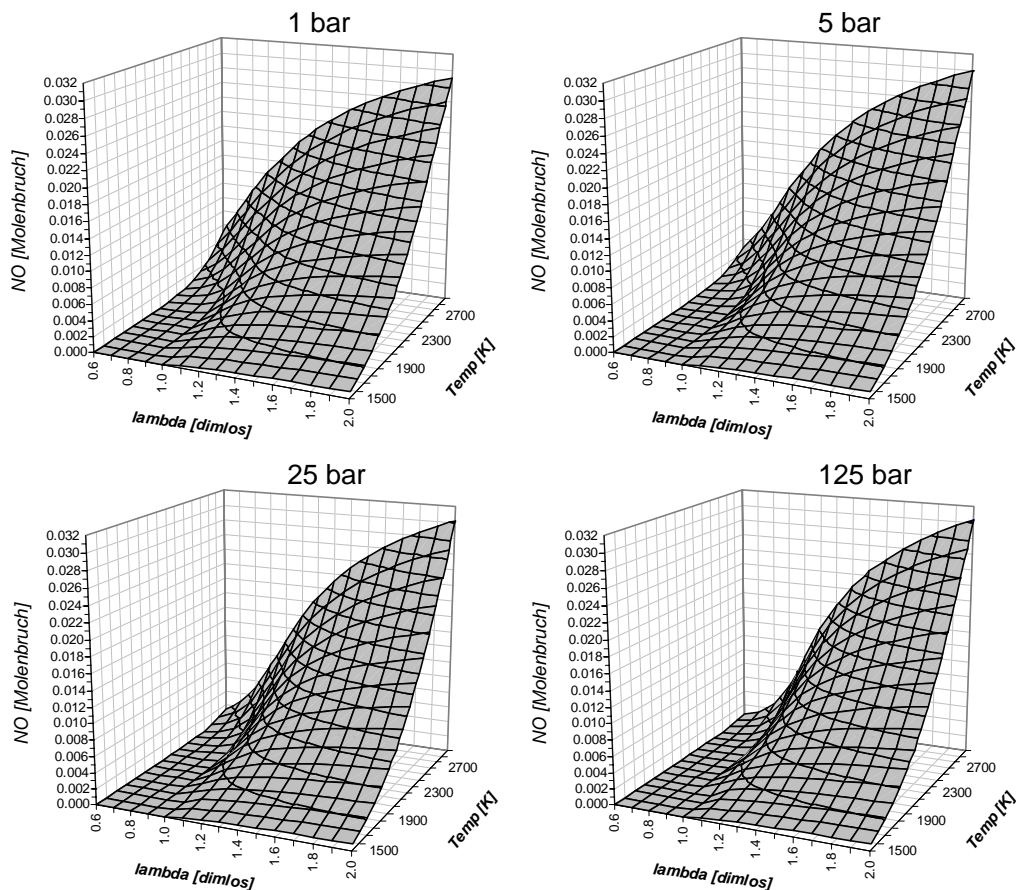


Abbildung 5.1: Berechnete Stickoxidgleichgewichtskonzentrationen, p= 100 bar

Aufgetragen sind zudem in der Literatur gefundene Werte für Bedingungen bei höheren Temperaturen [9]. Neben der Temperaturabhängigkeit ist in erster Linie der Gemischzustand massgeblich für die Gleichgewichtskonzentration der Stickoxide. Der Einfluss des Druckes ist nicht dominierend, wie Abbildung 1.2 zeigt.



**Abbildung 5.2:** Berechnete Stickoxidkonzentrationen für eine Variation der Temperatur, des Druckes und  $\lambda$ .

Die Konzentrationen von Stickstoffdioxid  $\text{NO}_2$  können vernachlässigt werden. Testberechnungen (Abbildung 5.3) mit verschiedenen Variationen der Temperatur, des Druckes und  $\lambda$  zeigten, dass die  $\text{NO}_2$  Konzentration immer um mehr als 2 Größenordnungen unter der von NO liegen.

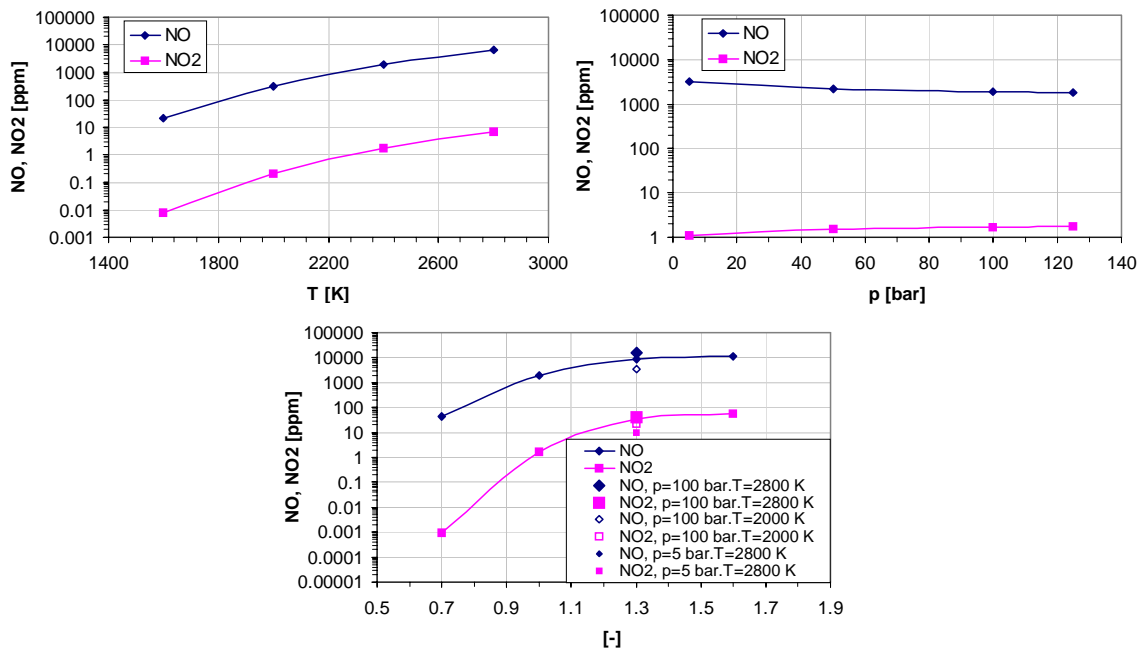


Abbildung 5.3: NO<sub>2</sub> versus NO Bildung

## 5.2 Stickoxidkonzentrationen im Homogenbetrieb

Der Ansatz wurde zunächst für den saugrohreingespritzten Betrieb angewendet. Die sich nicht ändernde Gemischzusammensetzung an der Verbrennungsfront erleichtert eine Berechnung der Stickoxidbildung. Abbildung 5.4 zeigt den Verlauf der charakteristischen Größen für den Standardpunkt im Homogenbetrieb (SP\_H). Integriert wird nach der Stickoxidkonzentration in der Rauchgaszone (NO Konzentration RZ). Aufgrund des verbleibenden, nicht komplett umgesetzten Frischgases im Zylinder ist die totale Zylinderkonzentration immer etwas kleiner (NO Konzentration Z) als die der Rauchgaszone.

Zunächst wurde im saugrohreingespritzten Homogenbetrieb für eine Vielzahl an Parametervariationen die Stickoxidbildung berechnet (Abbildung 5.5). Hierbei wurden die Reaktionskonstanten nach Urlaub verwendet.

Für den Standardpunkt (SP\_H) und für einen Betriebspunkt mit reduziertem Drall ist zudem die berechnete Konzentration eingetragen, die mit der aus der Druckkurve entwickelten Wärmeentwicklung berechnet worden ist. Aus insgesamt 72 Arbeitszyklen wurde zudem der Zyklus mit dem höchsten und niedersten Mitteldruck herausgesucht und deren NO Konzentrationen

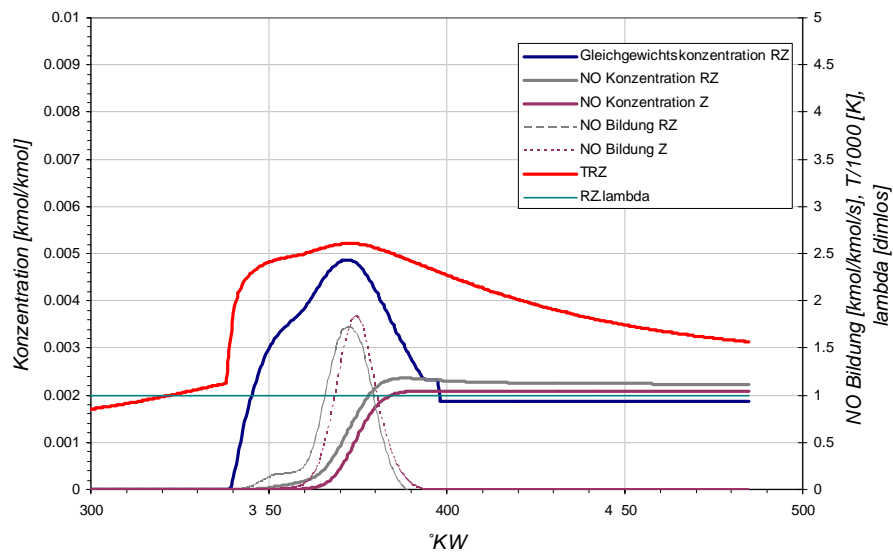


Abbildung 5.4: Stickoxidbildung im Standardpunkt (SP\_H).

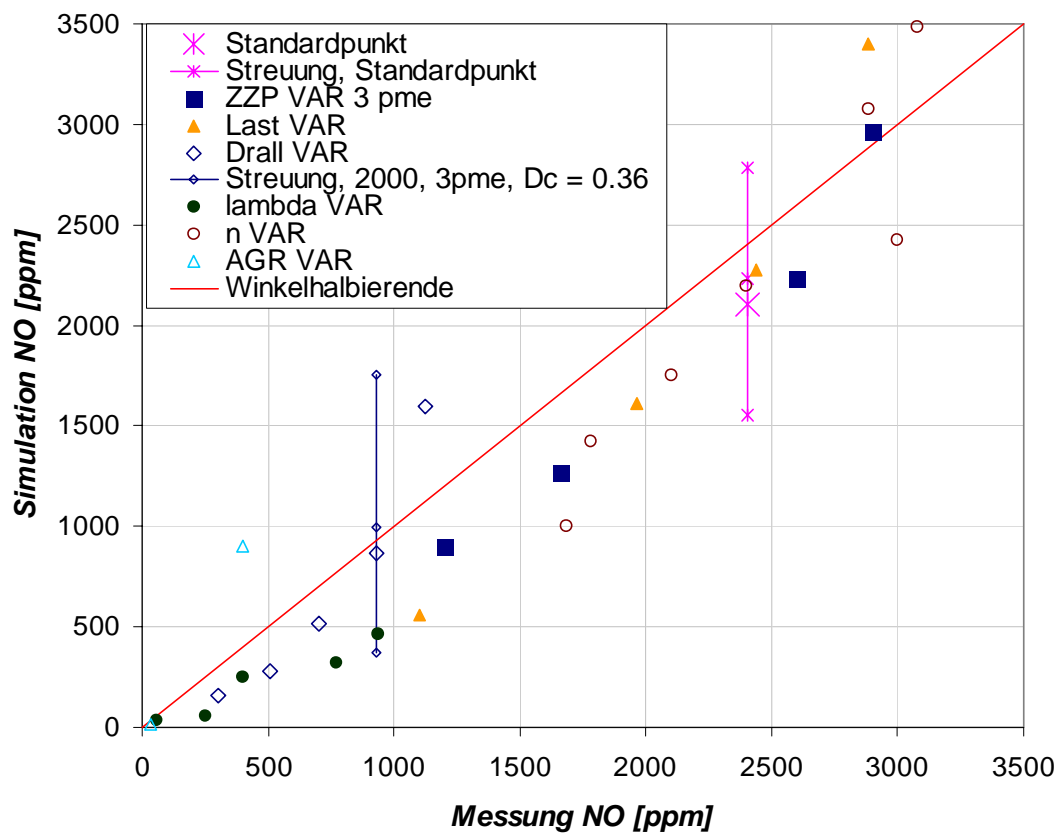
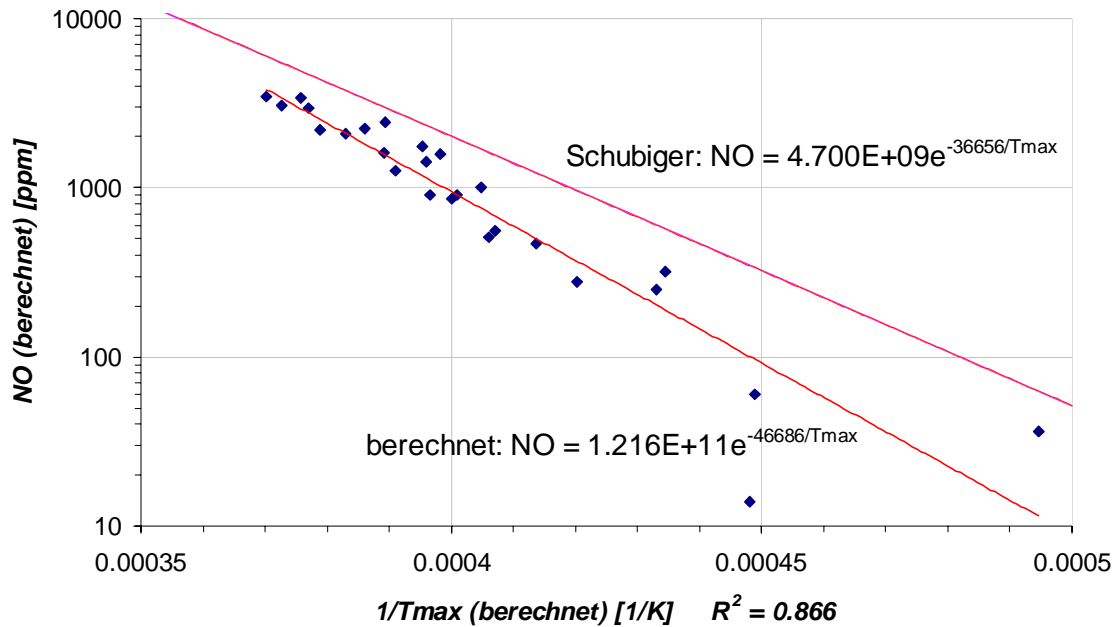


Abbildung 5.5: Berechnete Stickoxidemissionen im Homogenbetrieb.

berechnet. Für die übrigen Anwendungen wurden immer 290 Zyklen gemittelt! Deutlich zu sehen sind die grossen Abweichungen der NO Konzentrationen einzelnen Zyklen, die sogar über 700 ppm betragen können.



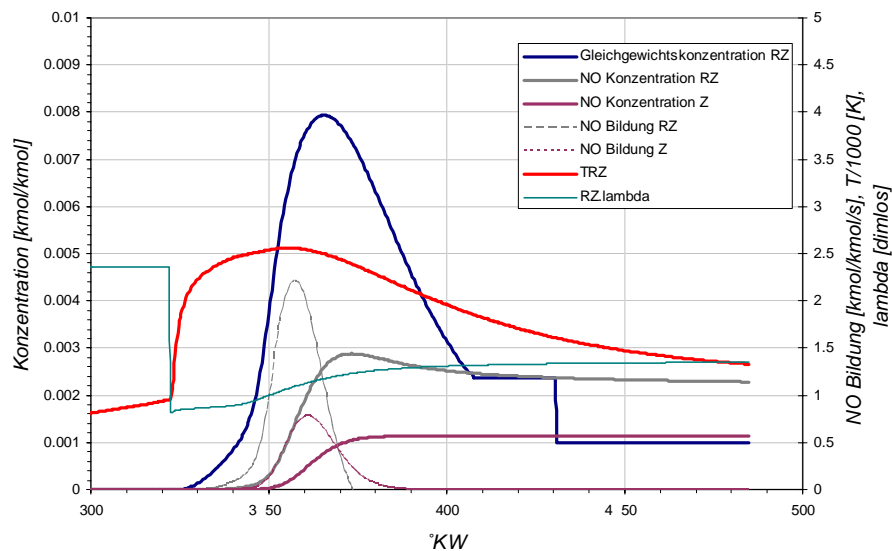
**Abbildung 5.6:** Korrelation der berechneten Stickoxidkonzentrationen im Homogenbetrieb.

In Abbildung 5.6 aufgetragen ist die berechnete NO Konzentration über der Spitzentemperatur, die in einem Zyklus erreicht wird. Experimentell erhaltene Werte nach Schubiger [10] sind ebenfalls eingetragen. Diese wurden aus Untersuchungen mit einem direkteingespritzten Dieselmotor erhalten. Eine Mittelung erfolgte nach dem Prinzip der Fehlerquadratminimierung.

### 5.3 Stickoxidkonzentrationen im Schichtbetrieb

Im Gegensatz zum Homogenbetrieb verläuft die Verbrennung im Schichtbetrieb mit einem variablen Zustand an der Verbrennungsfront. Typischerweise beginnt die Verbrennung in fetteren Zonen des Brennraums und magert nach aussen hin ab.

Abbildung 5.7 zeigt die Stickoxidbildungsrate während des Hochdruckprozesses. Ebenfalls sind die charakteristischen Größen Temperatur und  $\lambda$  aufgetragen.

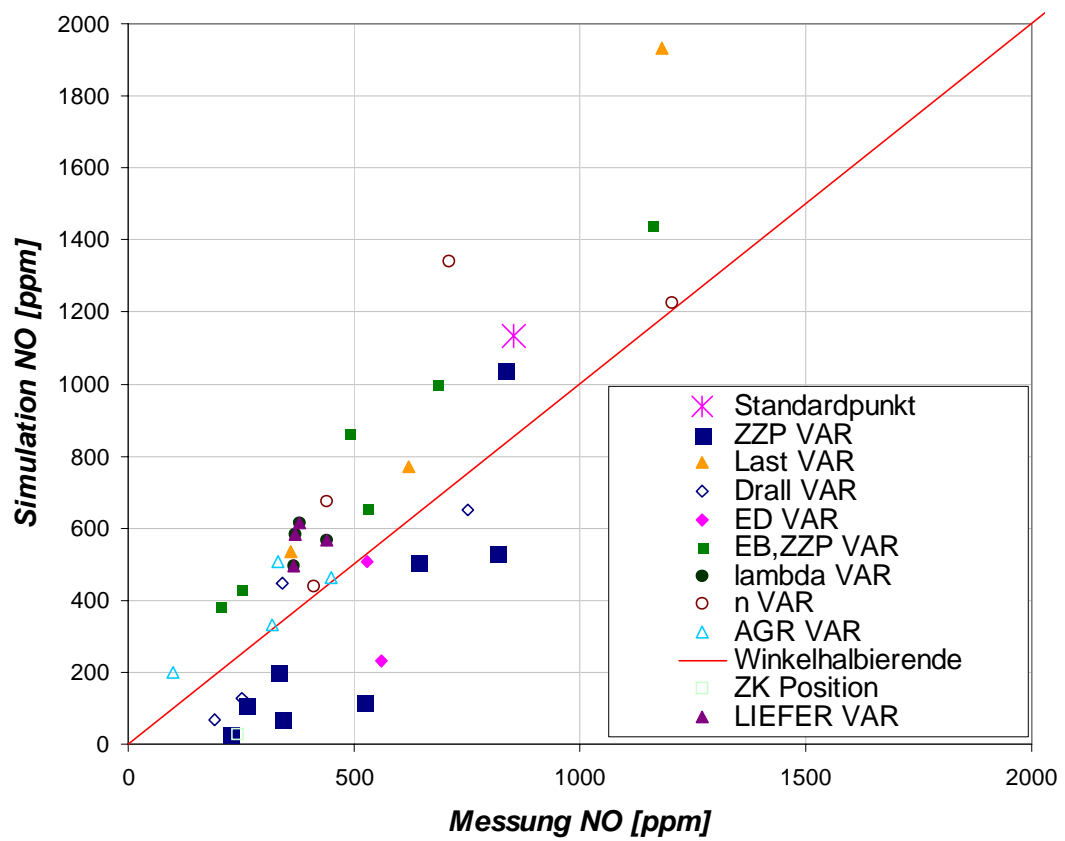


**Abbildung 5.7:** Stickoxidbildung im Standardpunkt (SP\_G1).

Abbildung 5.8 zeigt einen Vergleich der berechneten und gemessenen Stickoxidkonzentration für verschiedene Parametervariationen.

Es gilt noch anzumerken, dass die Zeitschrittabhängigkeit auf die Stickoxidbildung vernachlässigt werden kann.





**Abbildung 5.8:** Berechnete Stickoxidemissionen im Schichtbetrieb.

## 6 Einbindung in die Gesamtprozessanalyse

Für die Gesamtprozessanalyse [11] bedarf es eines Motorkennfeldes, welches für umfangreiche Parametervariationen charakteristische Kenngrößen eines Motorarbeitsspiels ausschreibt [11,12].

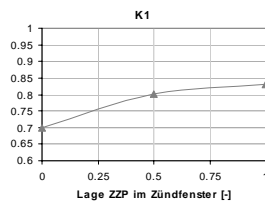
Das bislang vorgestellte Modell berücksichtigt allerdings keine Ladungswechselprozesse, sondern berechnet den Hochdruckprozess vom Zeitpunkt 'Einlass schliesst' bis zum Zeitpunkt 'Auslass öffnet'. Eine zunächst angedachte Einbindung in das Kennfeldprogramm des LVK (KENNDINO) war nicht möglich, da dort keine Schnittstellen für die Parameterübergabe zwischen Hochdruck- und Niederdruckprozess vorgesehen sind und die nichtmodulare Struktur von KENNDINO keine Kopplung mit einem anderen Programmmodul erlaubt [13].

Aus diesem Grund wurde zusätzlich eine Gaswechselrechnung implementiert, bei der auch im Niederdruckprozess zwei Zonen existieren. Die beiden Zonen sind eine Frischgaszone und eine Rauchgaszone mit verbranntem Rauchgas des zuvorigen Zyklus.

### 6.1 Hochdruckprozess

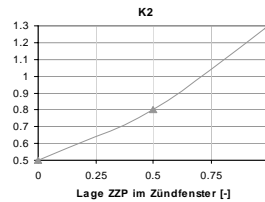
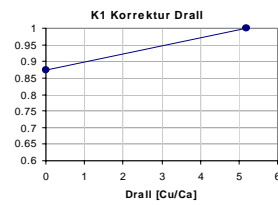
Für die Erstellung eines Kennfeldes werden Variation des Saugrohrdruckes, der Ansauglufttemperatur, des Zündzeitpunktes, der Lage im Zündfenster, der Drehzahl,  $\lambda$  und der Abgasrückführrate untersucht.

Angepasst werden müssen für die Parametervariationen lediglich die Konstanten  $K_1$ ,  $K_2$ ,  $K_3$ ,  $K_5$ ,  $K_7$  und die ausschliesslich brennstoffmassenabhängige Dichte  $\rho_{\text{homES}}$ . Abhängigkeiten bestehen von der Lage des Zündzeitpunktes im Zündfenster, der Abgasrückführrate, der zugeführten Brennstoffmasse, der Drehzahl, dem Einspritzdruck und dem Drall. Abbildung 6.1 zeigt die Bestimmung der Konstanten.



$$K1_{kor} = K1 \cdot K1Korrektur$$

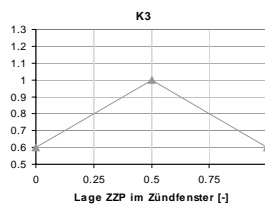
$$K1Korrektur = \frac{K1_{kor}}{K1Korrektur_{Drall}}$$



$$K2_{kor} = K2 \cdot K2Korrektur$$

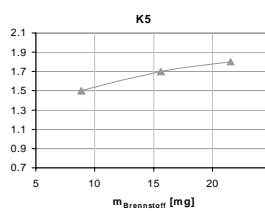
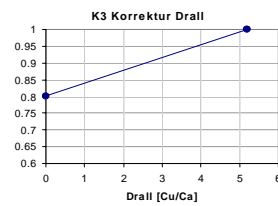
$$K2Korrektur = \frac{K2_{kor}}{K2Korrektur_{AGR}}$$

$K2Korrektur_{AGR}$  ( siehe Gleichung 3.1 )



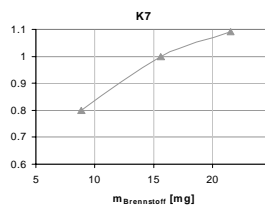
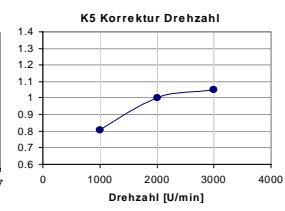
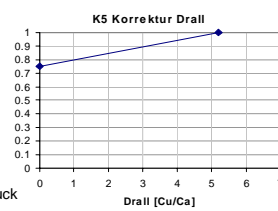
$$K3_{kor} = K3 \cdot K3Korrektur$$

$$K3Korrektur = \frac{K3_{kor}}{K3Korrektur_{Drall}}$$



$$K5_{kor} = K5 \cdot K5Korrektur$$

$$K5Korrektur = \frac{K5_{kor}}{K5Korrektur_{Drall} \cdot K5Korrektur_{Drehzahl} \cdot K5Korrektur_{Einspritzdruck}}$$



$$K7_{kor} = K7 \cdot K7Korrektur$$

$$K7Korrektur = \frac{K7_{kor}}{K7Korrektur_{Drehzahl}}$$

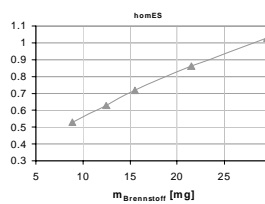
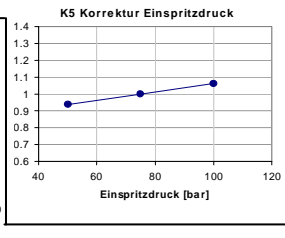
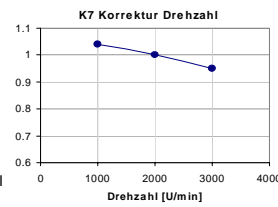
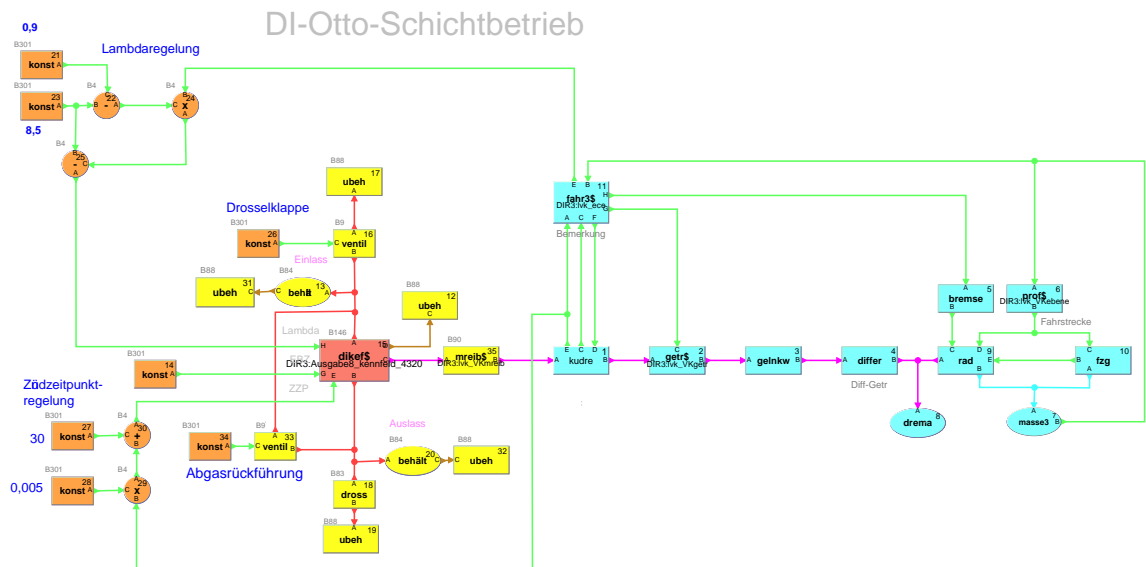


Abbildung 6.1: Konstantenbestimmung im Schichtbetrieb

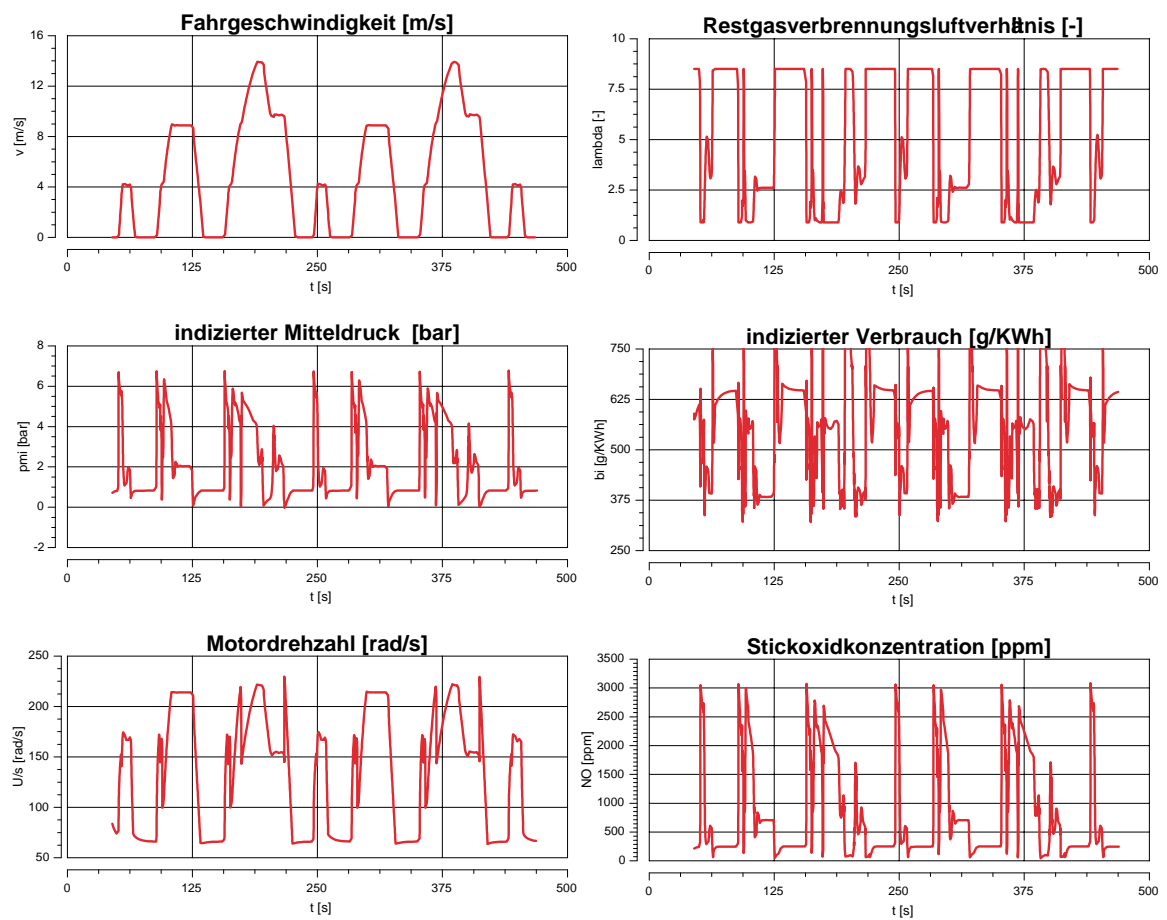
## 6.2 GPA-Modell

Das Vorgehen bei der Erstellung des GPA Modells ist analog dem Ansatz des LVK München für den Anwendungsfall des direkteingespritzten Ottomotors [13]. Das zur Anwendung gekommene Gesamtsystem ist in Abbildung 6.2 dargestellt.



**Abbildung 6.2:** GPA Modell des Gesamtantriebes.

Als Versuchsfahrzeug wurde ein solches mit charakteristischen Größen eines Kompaktwagens gewählt. Das Gewicht beträgt 1300 kg. Als Antrieb wurde ein 4 Zylinderaggregat, mit 2.2 l Hubraum gewählt. Die für einen ECE Zyklus berechneten charakteristischen Größen sind in der folgenden Abbildung zu sehen.



**Abbildung 6.3:** Charakteristische Größen des Versuchsfahrzeuges im ECE Zyklus.

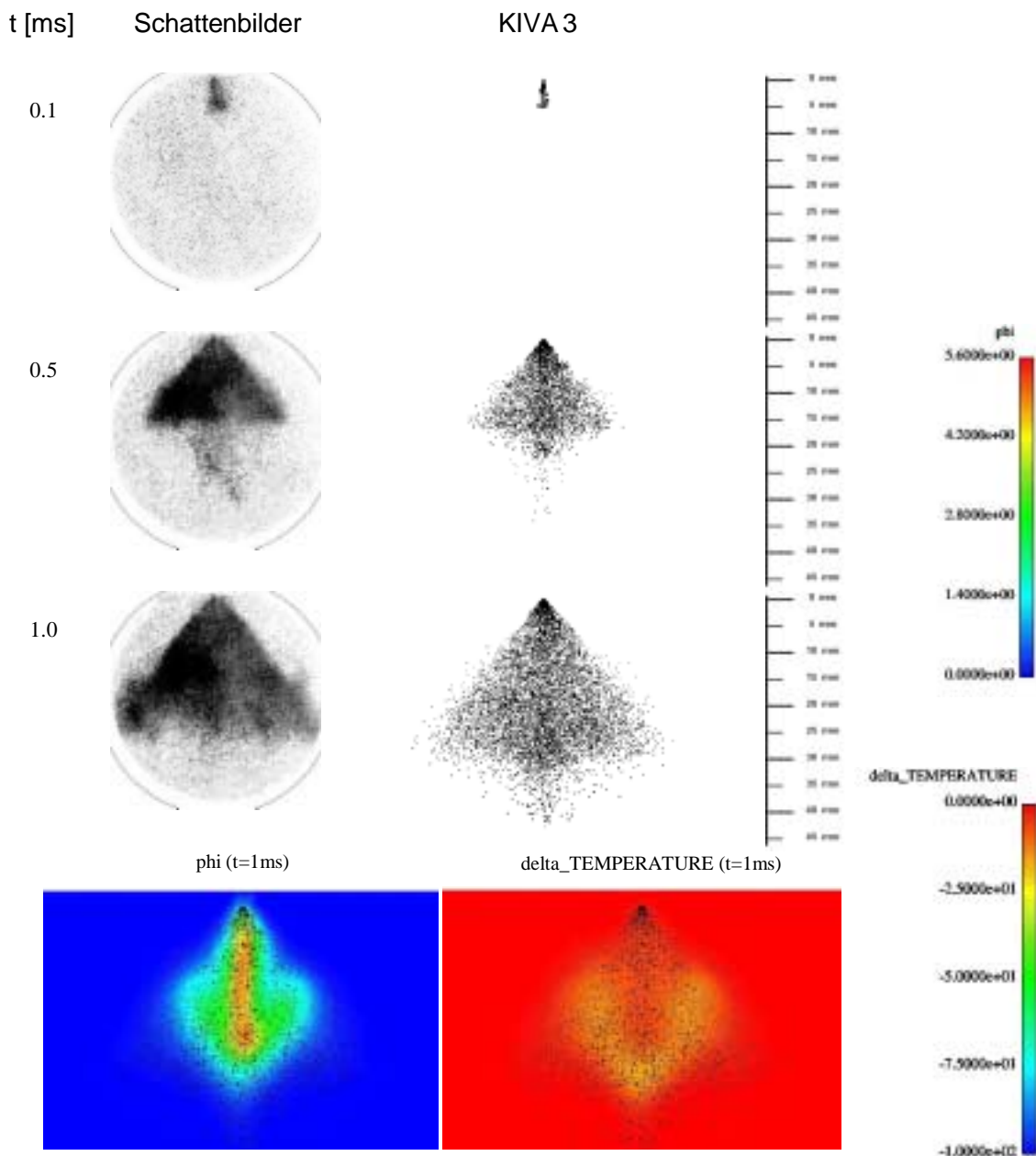
## 7 CFD Berechnungen

Zur Charakterisierung der Gemischbildungsprozesse im Brennraum wurden umfangreiche 3D Berechnungen durchgeführt. Hierbei kam ein am LVV systematisch über die letzten Jahre erweiterter KIVA3 Code [14,15] zur Anwendung, der vor allem durch fortgeschrittene Einspritzmodelle [16,17,5] auch für den Anwendungsfall von Hohlkegelinjektoren geeignet ist. Ziel der Berechnungen war die Analyse des Einflusses unterschiedliche Parameter auf die Sprayausbreitung, Gemischbildung und Verdampfung. Hierzu wurden Parametervariation des Dralles, der Einspritzdauer, der Lage des Einspritzbeginnes, des Einspritzdruckes und der Kurbelwellendrehzahl berechnet.

### 7.1 Sprayuntersuchungen an der Hochtemperaturdruckzelle

Zur Kalibrierung der Modellkonstanten des Spraymodells wurden zunächst umfangreiche, experimentelle Testserien durchgeführt. Hierbei wurde in eine Hochtemperaturdruckzelle eingespritzt. Die thermodynamischen Größen des Gasmediums, in das eingespritzt wurde, konnten variiert werden. Das Temperaturniveau wurde beispielsweise bis zu 600 Kelvin angehoben.

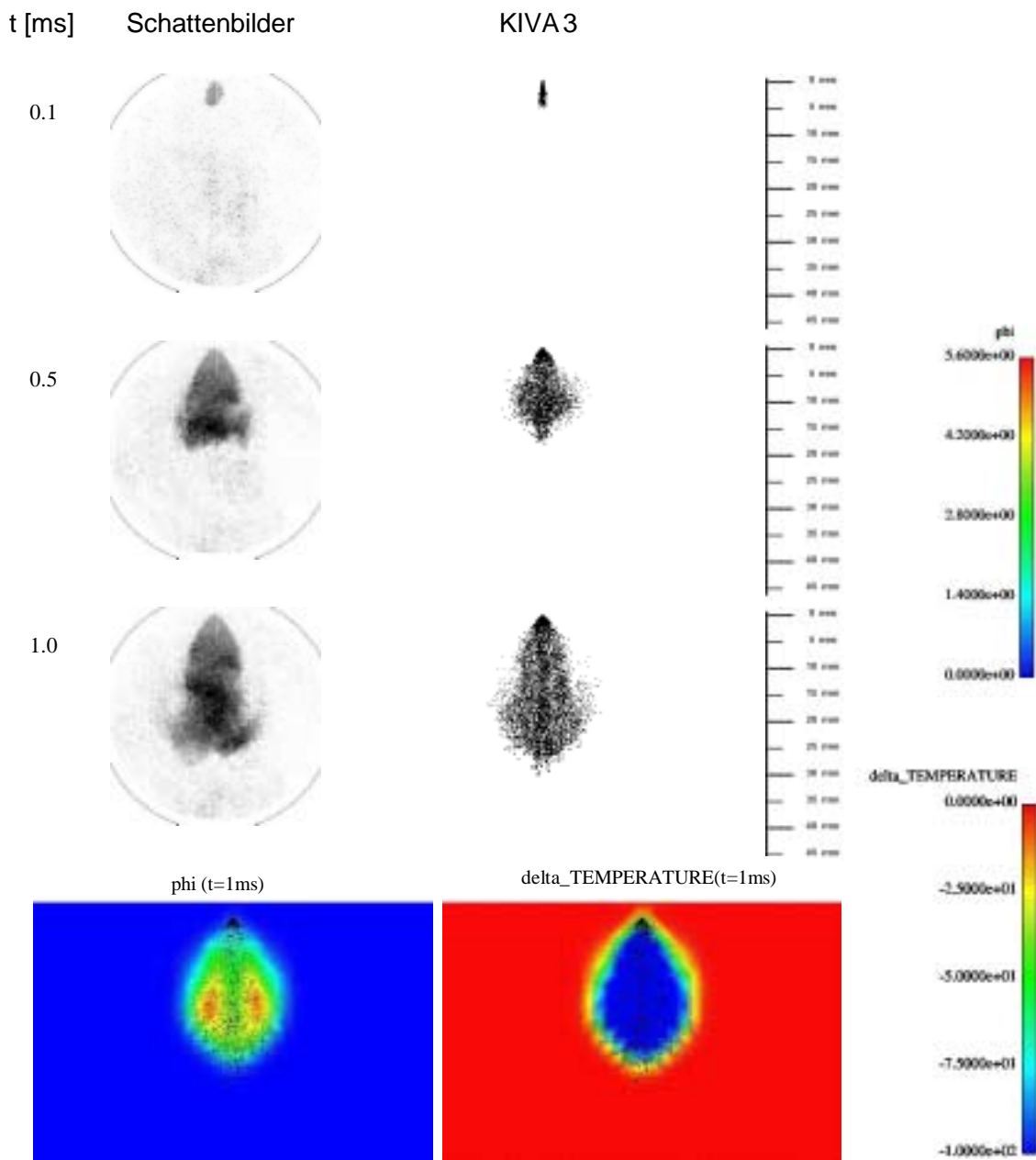
Abbildung 7.1 und Abbildung 7.2 zeigen einen Vergleich zwischen experimentell und per Simulation erhaltenen Einspritzvorgängen. Deutlich zu sehen sind die Unterschiede in der Sprayausbreitung bei unterschiedlichen thermodynamischen Randbedingungen. Die in Abbildung 7.2 gewählte Temperatur von 570 K und der Druck von 5.4 bar entsprechen in etwa dem thermodynamischen Zustand im Zylinder während der Kompression etwa 45° KW vor ZOT im entdrosselten Zustand. Die Temperatur ist im Zylinder etwa 30 K kälter.



**Abbildung 7.1:** Einspritzung in HTDZ,  $p_{inj}=70$  bar,  $T=300$ K,  $P=1$  bar

## 7.2 Einspritzrechnung im Motor

Nach erfolgreicher Kalibrierung wurden umfangreiche Einspritzrechnungen im Triebwerk für unterschiedliche Konfigurationen berechnet. Hierfür wurden zunächst unterschiedliche Berechnungsgitter mit ICEM entworfen [18]]. Insgesamt wurden 7 verschiedene Netze zwischen 11000 und 100000 Zellen

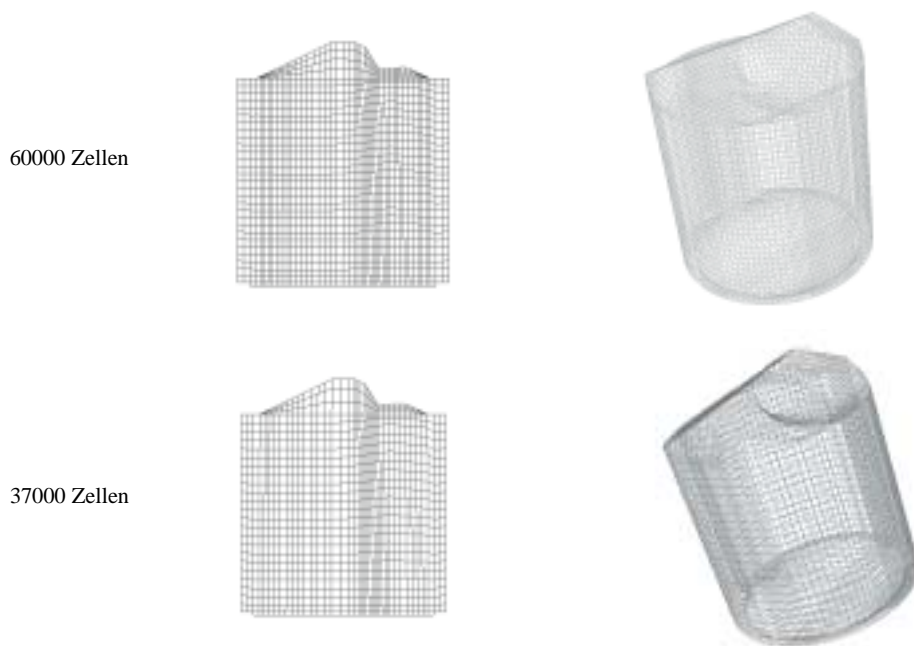


**Abbildung 7.2:** Einspitzung in HTDZ,  $p_{inj}=70$  bar,  $T=570$ K,  $P=5,4$  bar

kreiert. Abbildung 7.3 zeigt die charakteristische Geometrie für zwei dieser Gitter.

Am Beispiel einer Drallvariation sollen die wertvollen Ergebnisse der 3D Simulation dargestellt werden. Abbildung 7.4 veranschaulicht die deutlich schlechtere Gemischaufbereitung im Fall eines niederen Drall. Zum identischen Zündzeitpunkt liegt an der Zündkerze ein viel zu fettes Gemisch vor, das nur sehr schlecht entflammt werden kann. Ausserdem ist an den zweidimensionalen

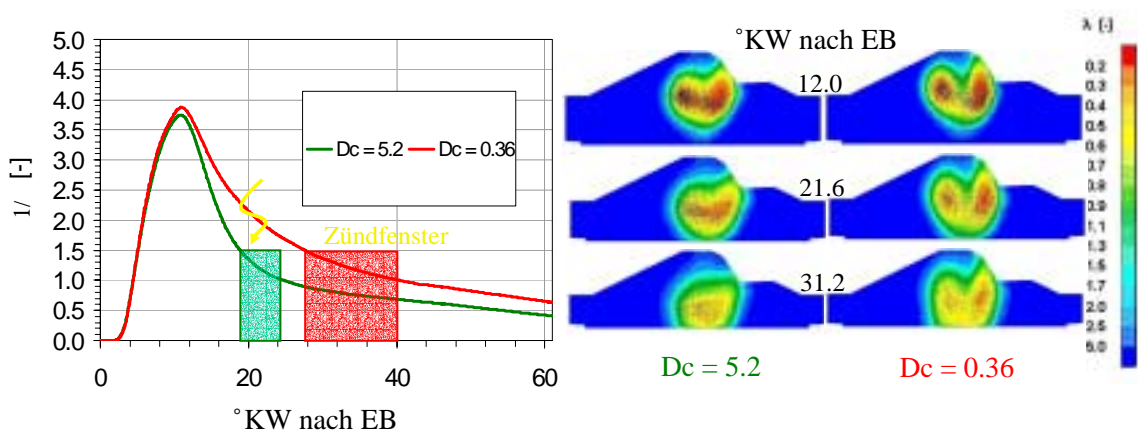




**Abbildung 7.3:** Berechnungsgitter.

Schnitten zu erkennen, dass die Kraftstoffwolke im Falle eines hohen Dralles deutlich kompakter ist. Bei einem niedrigen Drall wird sie ausgeweht und verhindert somit ein komplettes Durchbrennen der Zylinderladung.

Genauere Information über die verwendeten Algorithmen und zusätzliche Resultate sind in der Veröffentlichung 'Characterization of Mixture Formation in a direct injected Spark Ignition Engine' zu finden [5].



**Abbildung 7.4:** Einfluss einer Drallvariation der Zylinderinnenströmung auf die Gemischbildung

## 8 Literaturverzeichnis

1. T. Koch, Codino - Benutzerhandbuch und Programmdokumentation, 2002
2. K. Schänzlin, Abschlussbericht Experiment, Forschungsvorhaben 'Erarbeitung eines thermodynamisch basierten Modellierungsverfahrens für den Otto-DI-Verbrennungsprozess', 2002
3. P. Obrecht, WEG-Rechenprogramm zur Berechnung des Wärmeentwicklungsgesetzes aus gemessenen Brennraumdruckverläufen von Diesel- und Ottomotoren, Laboratorium für Verbrennungsmotoren und Verbrennungstechnik (LVV) der ETH Zürich, 1995 (Rev2001)
4. K. Schänzlin, T. Koch, K. Boulouchos, Characterization of the Combustion in a Direct Injection Spark Ignition Engine, SAE 2002-01-1138, 2002
5. K. Schänzlin, T. Koch, A. Tzannis, K. Boulouchos, Characterization of Mixture Formation in a Direct Injected Spark Ignition Engine, SAE 2001-01-1909, 2001
6. T. Koch, K. Schänzlin, K. Boulouchos, Characterization and Phenomenological Modeling of Mixture Formation and Combustion in a Direct Injection Spark Ignition Engine, SAE 2002-01-0834, 2002
7. J. Heywood, Internal Combustion Engine Fundamentals, McGraw-Hill International Editions, 1988
8. R. Kee, F. Rupley, E. Meeks, J. Miller, CHEMKIN-III: A Fortran chemical kinetics package for the analysis of gasphase chemical and plasma kinetics, Sandia, National Laboratories, UC-405, SAND96-8216, 1996
9. G. Heider, Rechenmodell zur Vorasrechnung der NO-Emission von Dieselmotoren, Dissertation TU-München, 1996
10. R. Schubiger, Untersuchungen zur Russbildung und -oxidation in der dieselmotorischen Verbrennung: Thermodynamische Kenngrößen, Verbrennungsanalyse und Mehrfarbenendoskopie, Dissertation, ETH-Zürich, 2001

11. K. Prescher, U. Gessner, L. Röhl, W. Schley, EDV-Rahmenprogramm für rationell einsetzbare Simulationsprogramme zur Berechnung dynamischer Vorgänge am Verbrennungsmotor mit seinen Verbrauchern im Rahmen der Gesamtprozessanalyse, Forschungsbericht der Forschungsvereinigung Verbrennungskraftmaschinen e. V (FVV); Frankfurt/Main, Nr. 434-1, 1989
12. G. Woschni, K. Zeilinger, C. Schwarz, Anfahrverhalten, Forschungsbericht der Forschungsvereinigung Verbrennungskraftmaschinen e.V. (FVV), Frankfurt/Main, Nr. 509, 1992
13. N. Hoppe, F. Weber, K. Zeilinger, Modellbildung Otto-DI, Abschlussbericht der Forschungsvereinigung Verbrennungskraftmaschinen e.V. (FVV); Frankfurt/Main, 2001
14. A.A. Amsden, KIVA-3: A KIVA program with block-structured mesh for complex geometries. Technical report, Los Alamos National Laboratory, Los Alamos, New Mexico 87545, USA, 1993
15. A. A. Amsden, P. J. O'Rourke, T. D. Butler, KIVA\_II: A computer program for chemically reactive flows with sprays. Technical report, Los Alamos National Laboratory, Los Alamos, New Mexico 87545, USA, 1989
16. F. X. Tanner, Liquid Jet Atomization and Droplet Breakup Modeling of Non-Evaporation Diesel Fuel Sprays, SAE 980050, 1997
17. F. X. Tanner, G. Weisser, Simulation of Liquid Jet Atomization for Fuel Spray by Means of a Cascade Drop Breakup Model, SAE 980808, 1998
18. ICEM CFD Engineering, From CAD to Grid Generation for Analysis, <http://www.icemcfd.com>