

Lehrstuhl für Verbrennungskraftmaschinen
Technische Universität München

Empirisches Modell zur Bestimmung des dynamischen Strahlkegelwinkels bei Diesel– Einspritzdüsen

Dipl.-Ing. Wolfgang Bauer

Vollständiger Abdruck der von der Fakultät für Maschinenwesen
der Technischen Universität München
zur Erlangung des akademischen Grades eines
DOKTOR-INGENIEURS
genehmigten Dissertation.

Vorsitzender: Univ.-Prof. Dr.-Ing. Frank Schiller
Prüfer der Dissertation: 1. Univ.-Prof. Dr.-Ing. Georg Wachtmeister
2. Univ.-Prof. Dr.-Ing. Thomas Sattelmayer

Die Dissertation wurde am 02.03.2007 bei der Technischen
Universität München eingereicht und durch die Fakultät für
Maschinenwesen am 09.07.2007 angenommen.

Vorwort:

Ich danke allen, die mich seit meinem Entschluss, diese Arbeit durchzuführen, unterstützt haben. In dieser Zeit habe ich auch erfahren, dass neben der Energie, die für solch eine Arbeit benötigt wird, eine Kraft notwendig ist, die sich mit folgendem Gedicht sehr gut beschreiben lässt:

„ Erkenntnis “

**Erst rechtes Verstehen
macht die Notwendigkeit deutlich,
dass das, was wir sehen
befolgen getreulich;
denn Erkenntnis will gelebt
und umgesetzt werden.
Wer nach dem Geistigen strebt,
muss dies leben auf Erden.
Denn wenn wir das Licht
in unserem Herzen entfachen,
verändert sich die Sicht,
und der Mensch wird erwachen.
Dann wird er jedes Leben,
ob groß oder klein,
ehren, achten und segnen,
denn so muss es sein.
Nur die Liebe erfüllt
den göttlichen Willen,
weil sie alles umhüllt
und wirkt im verborgenen Stillen.**

Gliederung

1.	Einleitung.....	1
1.1.	Problemstellung.....	1
1.2.	Zielsetzung	3
2.	Stand der Technik.....	4
2.1.	Entwicklung von Motor und Einspritzsystem bis zum Common Rail	4
2.2.	Experimentelle Bestimmung der Einspritzrate am Einspritzpumpenprüfstand und am gefeuerten Motor	8
2.3.	Visualisierung der Strahlausbreitung	12
2.3.1.	Einfluss von Kavitation und Geometrie	15
2.3.2.	Messung des Strahlkegelwinkels	17
2.3.3.	Aerodynamische Wechselwirkung auf Tropfen	19
2.3.4.	Simulation des Einspritzvorganges mittels 1D– Simulationen	21
2.3.5.	Modelle der Einspritzung in der 3D– Simulation	23
2.4.	Optische Darstellung der Verbrennung	26
2.4.1.	Gefuearter optisch zugänglicher Motor	26
2.4.2.	Ergebnisse vom Einhubtriebwerk.....	27
2.5.	Weitere motorische Randbedingungen	28
2.5.1.	Ermittlung der Luftbewegung	29
2.5.2.	Druck– Verlauf– Analyse.....	30
3.	Standard– Vorgehen zum Starten der 3D– Simulation	33
3.1.	Datenimport (Prüfstand, Umrechnung, Fehlermöglichkeiten).....	34
3.2.	Einfache Druckverlaufanalyse	35
3.3.	3D– Simulation mit Standardparametern.....	38
3.4.	Anpassung Masse Luft	41
3.5.	3D– Simulation mit veränderten Parametern.....	41
3.6.	Darstellung Ergebnis Brennfleckuntersuchung.....	42
4.	Erweiternde Maßnahmen zur Datensatzerstellung der 3D– Simulation	47
4.1.	Einfache Druckverlaufanalyse	47
4.2.	Integration der Stauchungsfunktion	53
4.3.	Einspritzverlaufanalyse am gefeuerten Motor	55
4.4.	1D– Simulation zur Ermittlung der Einspritzzeiten im Vergleich zur Indizierung	58
4.5.	Synthetische Einspritzrate	59
4.6.	1D– Simulation mit angepassten Parametern	62

4.7.	Strahlkegelwinkelgenerierung	62
4.8.	Abschließende 3D– Simulation	64
4.9.	Darstellung Ergebnis Splitinjektion.....	65
5.	Validierte Indizier– und Strahl– Analyse	72
5.1.	Erstellung des Arbeitsablaufes.....	73
5.2.	Automatisierung des Arbeitsablaufes.....	77
5.3.	Beispiel einer Anwendung.....	77
5.4.	Vergleich von Bearbeitungs– und Rechenzeiten	82
6.	Ausblick	84
6.1.	Visualisierung mit Hilfe der Simulation als Ersatz des optischen Motors	84
6.2.	Integration in Indiziertechnik und remote Berechnungen.....	86
6.3.	Integration Aufbruchmodell	88
7.	Zusammenfassung.....	90
8.	Anhang	93
8.1.	A (Formeln für die Auswertung eines Druckverlaufes).....	93
8.2.	B (Formeln für die Berechnung des MAN Dralls).....	97
8.3.	Bildverzeichnis	99
8.4.	Literaturverzeichnis	101

Verwendete Abkürzungen:

AGR	Abgasrückführung
CAD	Computer aided design = Computer gestütztes Konstruieren
CR	Common– Rail
3D oder CFD	computational fluid dynamics = rechnergestützte Strömungssimulation
EB	Einspritzbeginn
ED	Einspritzdauer
EE	Einspritzende
VE	Voreinspritzung
HE	Haupteinspritzung
NE	Nacheinspritzung
EURO	Stufe der europäischen Abgasvorschriften
FIRE	Flow in reciprocating engines = Strömungen in Kolbenhubmaschinen
°KW	Grad Kurbelwinkel
OT	oberer Totpunkt
UT	unterer Totpunkt
DVA	Druckverlaufanalyse
VISA	validierte Indizier– und Strahl– Analyse
ε	Verdichtungsverhältnis

1. Einleitung

Der Dieselmotor ist aufgrund seines hohen Wirkungsgrades, seiner Lebensdauer und Zuverlässigkeit nach wie vor die wichtigste Antriebsquelle für Nutzfahrzeuge. Auch langfristig wird sich daran, trotz Bemühungen um alternative Antriebskonzepte, nicht viel ändern, da gerade der Fortschritt der letzten Jahre erkennen lässt, welches Entwicklungspotential noch in der Dieselmotorentechnologie steckt. Insbesondere die wachsende Sensibilität in Umweltfragen, ausgelöst durch die zunehmende Luftverschmutzung und Ozonbelastung, den Treibhauseffekt und nicht zuletzt die Feinstaubdiskussion über ein krebsauslösendes Potential des Rußanteiles im Abgas von Dieselmotoren, haben den Gesetzgeber veranlasst, in immer kürzer werdenden Abständen Richtlinien für Schadstoffgrenzwerte zu erlassen. Um diese Grenzwerte, die auch unter dem Begriff „EURO“- Norm bekannt sind, einhalten zu können, werden gleichzeitig Abgasnachbehandlungssysteme und innermotorische Maßnahmen weiterentwickelt. Aus der Sicht eines Motorenherstellers schließt sich eine Abgasnachbehandlung solange aus, wie es innermotorische Entwicklungen erlauben, die Grenzwerte einzuhalten.

Allerdings erfordern der Gesetzgeber und der Markt immer schnellere Entwicklungen von Motoren. Um den immer kürzer werdenden Abständen der Anforderungen gerecht zu werden, wird neben der 1D- auch die 3D- Simulation als kosteneffiziente und schnelle Möglichkeit der Berechnung komplexer Verbrennungsvorgänge eingesetzt. Die Berechnungszeiten haben sich besonders aufgrund der Entwicklung der Prozessortechnik von Computern dabei so sehr verkürzt, dass die Abbildung immer komplexerer mathematischer Zusammenhänge bei gleichzeitiger Reduktion der Rechenzeiten möglich wurde. Mit Hilfe von Simulationsprogrammen, auf Basis der Strömungssimulation mit ihren Grundgleichungen, wie Kontinuitäts-, Impuls- und Energiegleichung, und der Erweiterung über Turbulenz- und Verbrennungsmodelle, können die Phänomene der Verbrennung schneller studiert und in neue Motorenentwicklungen integriert werden.

1.1. Problemstellung

Der dieselmotorische Verbrennungsprozess stellt ein äußerst komplexes System aus gleichzeitig ablaufenden Reaktionen in und um den Dieseleinspritzstrahl dar, die in unterschiedlichen Versuchsreihen, von einer Zylinderdruckindizierung, über kalte bzw. heiße Einspritzkammerversuche mit und ohne Zündung, Einhubtriebwerk und Transparentmotor beobachtet werden und in einer Simulation Beachtung finden müssen.

Diese nachbildende Verbrennungsrechnung mit Hilfe der 3D- Simulation zeigt jedoch auch, dass die aufgeprägten Randbedingungen sehr stark das Ergebnis beeinflussen, und so wird die genaue Kenntnis der Randbedingungen Voraussetzung für ein vertrauenswürdiges Ergebnis. Die Ermittlung der Randbedingungen ist wegen immer komplexerer mathematischer Modelle

intensiver. So müssen einzelne Teilaspekte, z.B. kavitierende Düseninnenströmung, berücksichtigt werden. Zwar lassen sich heute diese Vorgänge komplett simulieren, jedoch sind die Rechenzeiten noch zu lang. Um die Rechenzeiten wieder zu verkürzen, werden als Ersatz für eine zeitaufwendige detaillierte komplexe Simulation gute empirische Annahmen oder Messwerte als Randbedingung benötigt.

Allgemein setzen sich die Randbedingungen einer 3D- Verbrennungssimulation für einen Dieselmotor aus drei Komponenten zusammen (Masse Luft, umgebender Raum und eingespritzter Kraftstoff).

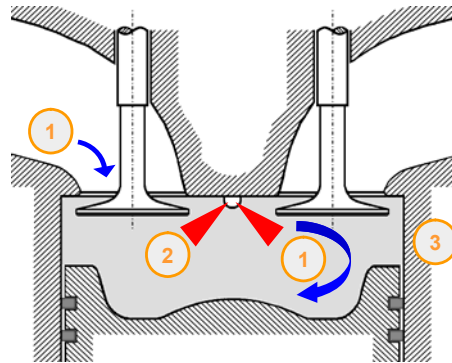


Abbildung 1: Schematische Darstellung der Grenzen des Systems „Verbrennung“
 ①: Masse Luft im Zylinder mit den dazugehörigen Zustandsgrößen,
 ②: dem eingespritzten Kraftstoff mit seinen Zustandsgrößen und
 ③: dem umgebenden Raum mit Wärmeübergängen.

Für das System „Verbrennung“ (siehe Abbildung 1) lassen sich die Masse Luft im Zylinder und die Wärmeübergänge mit ausreichender Präzision aus Messungen bzw. einer 1D- Simulation bestimmen. Die Luftbewegung kann mit genügender Genauigkeit durch eine 3D- Simulation ermittelt werden. Dagegen ist die Ermittlung der Einspritzrate auch heute noch nicht zufriedenstellend möglich. Zwar kann eine Messung den Verlauf des Masseneintrages am Einspritzpumpenprüfstand in guter Näherung erfassen, jedoch werden die am realen Motor auftretenden Zeitverzögerungen und die exakten Massen von einer Einspritzung mit Vor-, Haupt- und Nacheinspritzung ungenau wiedergegeben. Der Verlauf des Kraftstoffmasseneintrages muss durch iteratives Vorgehen, d.h. durch Modifizieren der Einspritzparameter, bestehend aus Einspritzzeitpunkten und Einspritzmassen, soweit angepasst werden, bis ein berechneter Druckverlauf – besser und genauer wäre der Brennverlauf – mit dem dazugehörigen gemessenen Druckverlauf in Einklang gebracht werden kann. Wird diese notwendige Anpassungsarbeit mit Hilfe einer reinen 1D- Simulation durchgeführt, verkürzt sich die Rechenzeit gegenüber der Anpassung der Einspritzparameter nur mit Hilfe der 3D- Simulation.

Allerdings reichen die in einer 1D- Simulation gewonnenen Ergebnisse für eine 3D- Simulation noch nicht vollständig aus. Der Verlauf des Kraftstoffeintrages darf nicht nur durch seine Einspritzrate vorgegeben werden. Der Strahl selbst erhält, hauptsächlich durch die Kavitation im Einspritzdüsenloch, noch einen weiteren turbulenten kinetischen Energieeintrag, der in charakteristischer Weise die Tropfengröße und die Flugbahn der Tropfen im Brennraum beeinflusst.

Für die 3D– Simulation ist also nicht nur die Tropfengeschwindigkeit, sondern auch die Richtung der einzelnen Tröpfchen, also speziell die Auffächerung des Strahles zu betrachten.

Hierzu liegt in der Literatur eine Reihe von unterschiedlichen Messverfahren vor. Diese Messverfahren müssen auf den zu simulierenden Motor umgesetzt werden. Zum einen geschieht dies durch Anpassung der Parameter der Verbrennung, zum anderen durch die Auswahl des entsprechenden Tropfenaufbruchmodells und der Anpassung der dort verwendeten Parameter. Jedoch ist vielfach das verwendete Modell nur in einem begrenzten Bereich gültig, z.B. nur im stationären Durchfluss der Düse, und so wird die Anpassung der Parameter an den betrachteten Betriebspunkt sehr zeitaufwendig. Ebenso stehen nicht alle in der Literatur aufgeführten Modelle in einer industriellen Anwendung zur Verfügung, und es fällt dem Anwender der Software schwer, die Modelle zu integrieren, weil der Quell – Code nicht zur Verfügung steht.

1.2. Zielsetzung

Aus diesem Grund ist die Zielsetzung dieser Arbeit die Entwicklung eines empirischen Modells, das den zeitlich variablen Strahlkegelwinkel (siehe Abbildung 2) als Funktion der Einspritzrate beschreibt. Dabei muss das Verhalten zwischen Einspritzbeginn und Einspritzende wiedergegeben werden. Das empirische Modell wird unabhängig von der 1D– und 3D– Software verwendet, und die Ergebnisse werden sowohl in der 1D– als auch in der 3D– Simulation weiterverarbeitet. Unter Verwendung dieses Modells sollen zusätzlich die in der 3D– Software vorhandenen Standardparameter für ein Spraymodell beibehalten werden können.

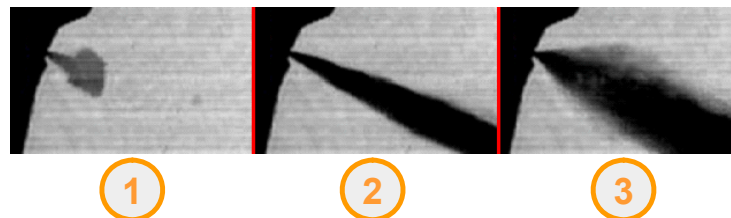


Abbildung 2: Schematische Darstellung eines Einspritzverlaufes
①: Einspritzbeginn mit großem Strahlkegelwinkel
②: Einspritzung mit maximalem Düsennadelhub
③: Einspritzende mit aufgefächertem Strahlkegelwinkel

Weil sich dieses neue empirische Modell sehr gut in die Arbeitsschritte von einer Indizierung am Motorprüfstand bis zur Visualisierung der Verbrennung über eine der 3D– Simulation integrieren lässt, wurde der Prozessablauf definiert und weitestgehend automatisiert. Dabei ist nicht nur auf die Schnelligkeit des Prozessablaufes, sondern auch auf seine Ablaufsicherheit zu achten. Die Werkzeuge für diese Automatisierung stehen zur Verfügung, und das Einsparpotential dieses Weges wird aufgezeigt.

2. Stand der Technik

Ziel eines Motorentwicklers ist es, den Motorwirkungsgrad, die Leistungskonzentration und die Emissionen zu verbessern. Dabei sind die von Rudolf Diesel errechneten Wirkungsgrade bis heute noch nicht erreicht. Bei Großdieselmotoren liegt der Bestpunkt inzwischen bei 54%, während Nutzfahrzeugdieselmotoren bei 48% und PKW– Dieselmotoren noch darunter liegen. Jede Wirkungsgradsteigerung hilft bei der Gratwanderung zwischen ökologisch notwendiger und politisch erzwungener Emissionssenkung und gewünschter Leistungssteigerung.

Das Absenken der Ladelufttemperatur und Erhöhen des Ladeluftdruckes ermöglichte im Laufe der letzten Jahre deutliche Leistungssteigerungen im Motorenbau. Gleichzeitig wurde der Wunsch der Kunden nach steigender Motorleistung durch steigenden Hubraum und die Anpassung des Verdichtungsverhältnisses erreicht. Der größte Schritt der Leistungssteigerung der direkteinspritzenden Dieselmotoren wurde durch die gekühlte Aufladung mit Druckverhältnissen bis über 2 und die gleichzeitige Anpassung der Verbrennung ermöglicht. Neuere Entwicklungen (MAN D20 statt D28) zeigen, dass eine Leistungssteigerung bei gleichzeitiger Reduktion der Motorengröße und damit des Gewichtes möglich ist.

Bei jeder Änderung am Dieselmotor ist auch die Verbrennung anzupassen. Um die Qualität der Verbrennung zu beurteilen, muss das Zusammenwirken von Luftbewegung und Kraftstoffausbreitung und seiner Reaktion mit allen zur Verfügung stehenden Mitteln betrachtet werden – von Brennraumdruckindizierung über Untersuchungen der Strahlausbreitung in Kammern oder speziellen Einhubtriebwerken bis hin zu optisch zugänglichen, gefeuerten Motoren.

2.1. Entwicklung von Motor und Einspritzsystem bis zum Common Rail

Von einem kugelförmigen Brennraum (Abbildung 3) mit wandauftragender Einspritzung, dem MAN-M-Verfahren, einer Verbrennung des von der Brennraumwand verdampfenden Kraftstofffilmes, hat sich der Brennraum im Laufe der letzten Jahre, über einen im Querschnitt nahezu rechteckförmigen Brennraum mit vier Einspritzstrahlen und hohem Drall, zu einem sehr flachen Brennraum mit sehr wenig Drall und vielen Einspritzstrahlen entwickelt. Der flüssige Kraftstoff verbrennt bei heutigen Brennräumen je nach Brennraumdurchmesser luftverteilt und lagert sich kaum noch an der Brennraummulde an.

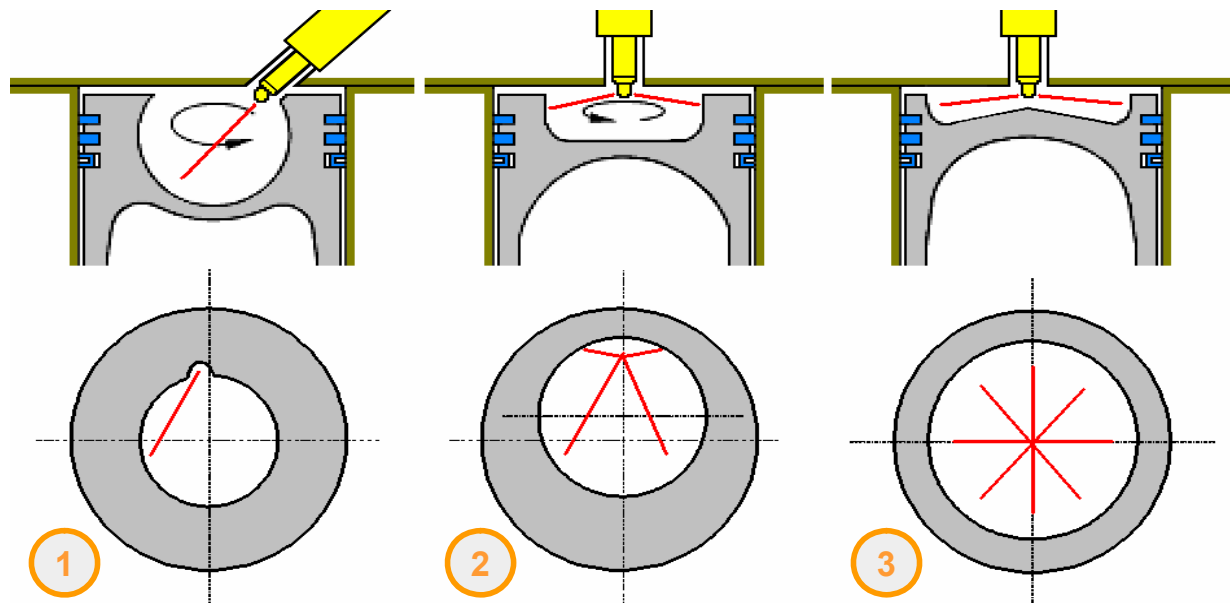


Abbildung 3: Schematische Kolben- und Verbrennungsentwicklung
 ①: MAN-M-Verfahren, hoher Drall, seitliche Düse, 2 Ventile /1/
 ②: Vierstrahlverfahren (wandverteilt), hoher Drall, seitliche Düse, 2 Ventile
 ③: Luftverteiltetes Brennverfahren, geringer Drall, mittige Düse, 4 Ventile

Um die eingespritzte Kraftstoffmenge möglichst effektiv ausnutzen zu können, musste die Einspritzdüse bezüglich des Brennraumes zentriert angeordnet werden. Bei einem Zweiventilzylinderkopf ließ sich diese Anforderung nicht realisieren, während der Vierventilzylinderkopf der Einspritzdüse die optimale Position bietet. Hier entfällt auch der kostenaufwendige Brennraumversatz. Wenn alle Strahlen durch mittige, senkrechte Injektorposition gleich werden, muss zusätzlich darauf geachtet werden, dass die dem Kraftstoffstrahl durch die Zylinderinnenströmung zugeführte Frischluftmenge bei allen Strahlen gleich und nicht zu groß ist.

Um eine noch bessere Durchmischung von Luft und Kraftstoff zu erreichen, hat sich im gleichen Zeitraum die Einspritztechnologie in Richtung immer höherer Einspritzdrücke entwickelt, wobei unterschieden wird in /2/:

- Nockengesteuerte Systeme
 - Reiheneinspritzpumpe (RP) mit dem Spezialfall der Hubschieberpumpe
 - Verteilereinspritzpumpe (VP), Axial- oder Radialkolben
 - Pumpe- Leitung- Düse System ($U_{nitPumpSystem}$)
 - Pumpedüse ($U_{nitInjector}$)
- und Speichereinspritzsysteme
 - Common Rail

Während für Nutzfahrzeugmotoren der Generation EURO I bis EURO II konventionelle Reiheneinspritzpumpen der P- Reihe (BOSCH- Bezeichnung) – bei ca. 2 Liter Hubraum je Zylinder – oder Verteilereinspritzpumpen – bei ca. 1 Liter Hubraum je Zylinder – eingesetzt wurden, werden heute entweder Steckelementpumpen oder Common- Rail- Systeme (CR- System) verwendet. Bei größeren Nutzfahrzeugmotoren wurden die Einspritzpumpen mit höheren Einspritzdrücken (bis 1800 bar), P-Pumpen (beginnend bei P3000, RP25 und RP21) sowie H-

Pumpen (H, wie Hubschieber, z.B. RP39 oder RP43), verwendet. Um weitere Drucksteigerung zu erzielen, wurden Steckelemente oder Pumpedüseelemente /2/ entwickelt (Abbildung 4).

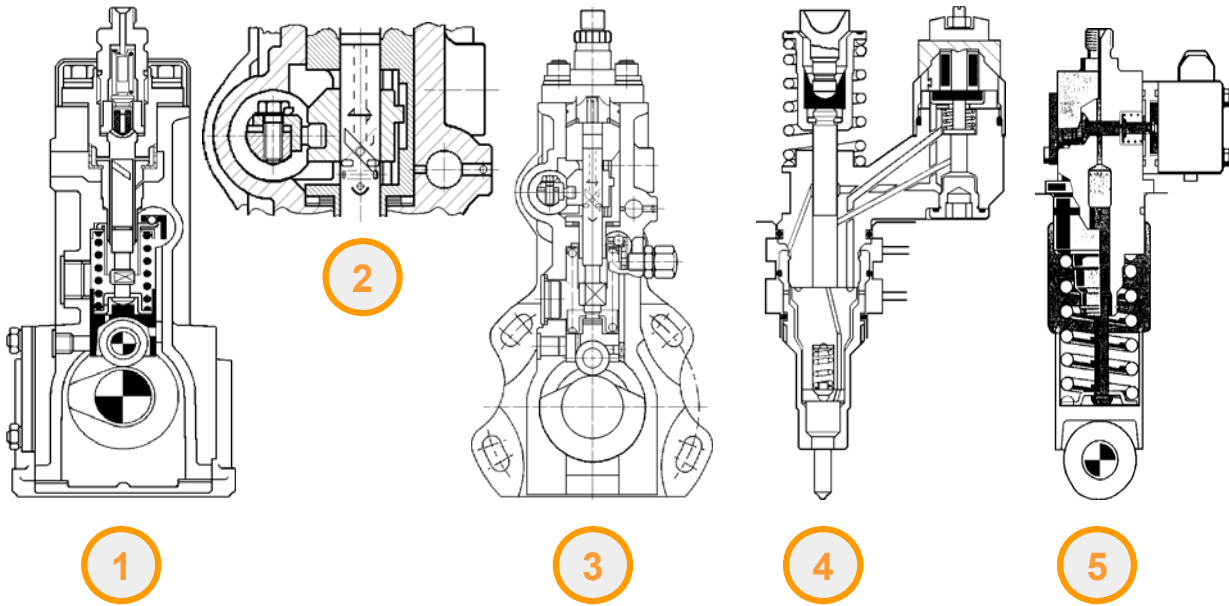


Abbildung 4: Entwicklung von Einspritzpumpen
 ①: Reiheneinspritzpumpe (P1000 ... P7100)
 ②: Funktionsbild des Hubschiebers
 ③: Hubschieberpumpe
 ④: Pumpedüse
 ⑤: Steckelement

Für die neue Motorentechnik von Nutzfahrzeugen, wie z.B. MAN, werden Speichereinspritzsysteme, d.h. Common-Rail- (CR-) Einspritzsysteme eingesetzt. Eine Hochdruckpumpe (Abbildung 5, ①) kann Raildrücke bis 1600 bar generieren. Das Rail (5, ②) besteht aus Zulauf, sechs Anschlüssen (D2066), Drucksensor (5, ③) und Überdruckventil (5, ④). Der Kraftstoff wird über ein Schwert (5, ⑤), das seitlich durch den Zylinderkopf gesteckt wird, dem senkrecht und mittig über dem Brennraum stehenden Injektor zugeführt. Die Leckagemenge, die sich bedingt durch die Passungen des Injektors und den systembedingten Mengen der Zu- und Ablaufdrosseln zusammensetzt, wird zentral im Zylinderkopf gesammelt und mit der Leckage der Hochdruckpumpe dem Vorlauf des Einspritzsystems wieder zugeführt.

Sowohl der CR- Injektor (Abbildung 6) als auch das Schwert werden mit Klemmstücken, sogenannten Spannpratzen (Abbildung 5, ⑥), am Zylinderkopf arretiert.

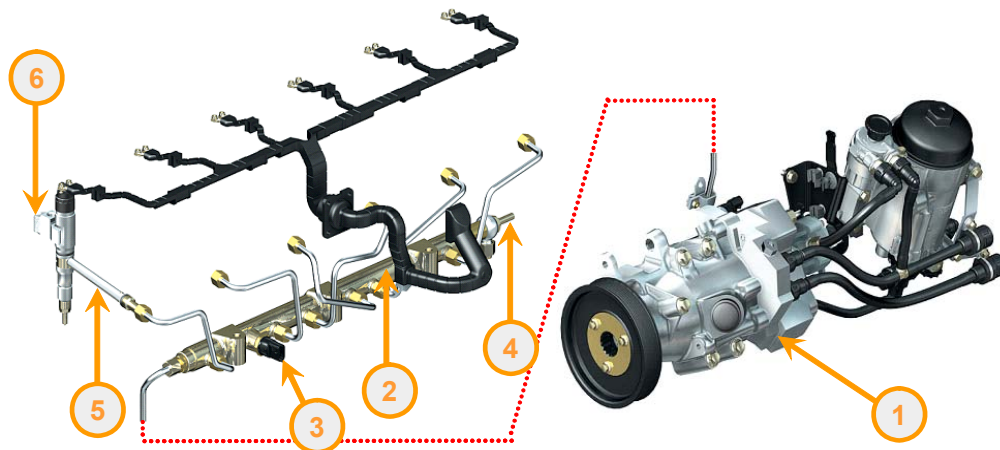


Abbildung 5: CR- Einspritzsystem
 ①: Hochdruckpumpe
 ②: Rail
 ③: Drucksensor
 ④: Überdruckventil
 ⑤: Schwertanschluss
 ⑥: Spannpratze

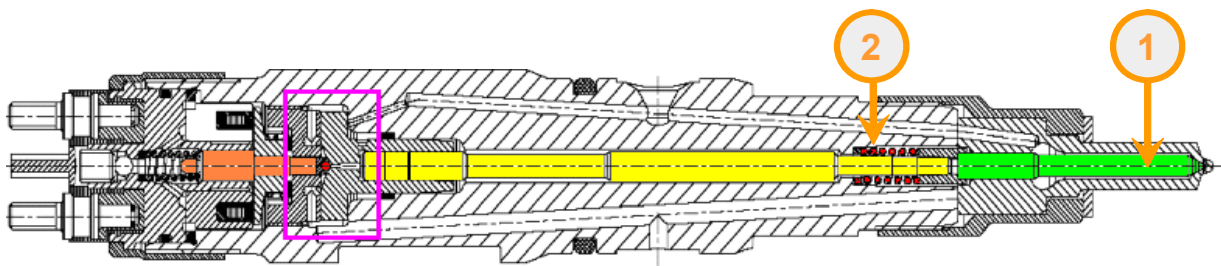
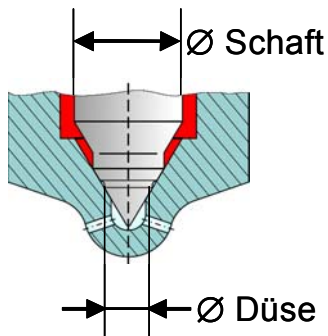


Abbildung 6: CR- Einspritzinjektor
 ①: Düsennadel
 ②: Rückstellfeder

Das im CR- Injektor integrierte Magnetventil (Abbildung 7, ⑦) gibt mittels einer Verschlusskugel (7, ③) den Steuerraum frei. Der Kraftstoff (7, ⑧) kann über die Ablaufbohrung (7, ④) in die Leckölleitung fließen. Der Raum über dem Plunger (7, ⑥), der über Bohrungen direkt mit dem Düsenraum (Abbildung 6, ①) verbunden ist, wird druckentlastet. Zunächst dehnt sich der Plunger, der vorher mit der Druckkraft des Einspritzsystems (1600 bar Raildruck) gestaucht war. Sind diese Spannungen abgebaut, wird der Plunger durch die Feder (Abbildung 6, ②) bewegt. Die Düsennadel gibt den Zufluss zu den Löchern der Einspritzdüse frei, und die Einspritzung beginnt.

Das Öffnungsverhalten des CR- Injektors wird neben der Bauteilsteifigkeit des Plungers (Abbildung 7, ⑥) zusätzlich durch eine geeignete Wahl von Durchmessern der Zu- und Ablaufbohrung beeinflusst.

Im Injektor wird das Einspritzventil (Einspritzdüse), wenn der Plunger entspannt ist, durch die Druckverhältnisse an der Druckstufe, dem Verhältnis von Düsenschaft- und Düsensitzdurchmesser, betätigt, wodurch die Einspritzung stattfindet. Der Düsenöffnungsdruck p_0 errechnet sich wie folgt:



$$p_{\ddot{o}} = \frac{F_F}{\frac{\pi}{4}(D_S^2 - d_S^2)} \quad (1)$$

mit F_F Federkraft an der Düsennadel
 D_S Düsenschaftdurchmesser
 d_S Düsensitzdurchmesser

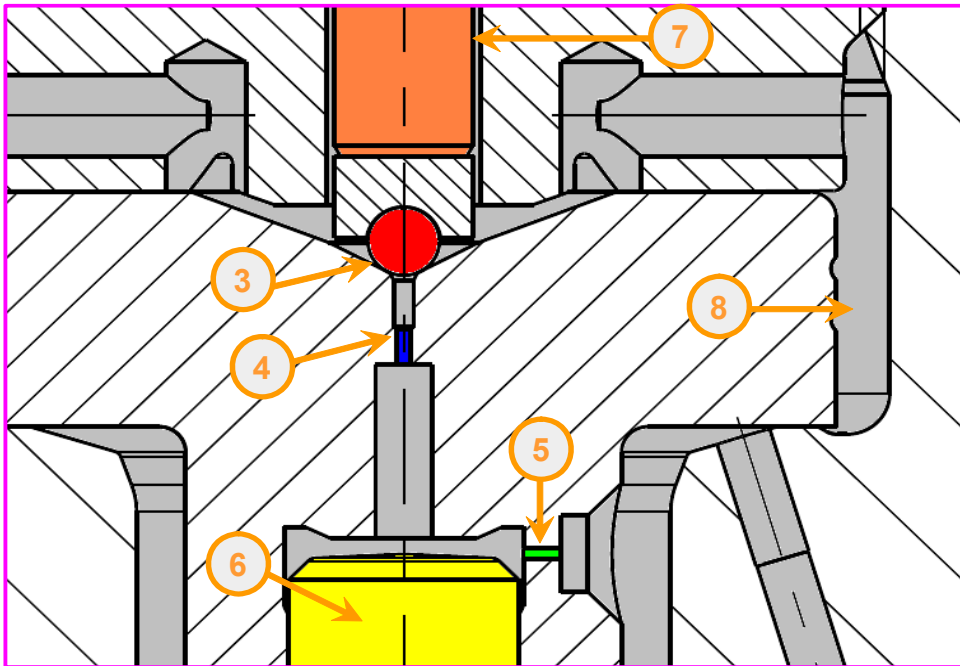


Abbildung 7: Steuerraum eines CR-Injektors (Zoom aus Abbildung 6)

- ③: Verschluss
- ④: Ablaufbohrung
- ⑤: Zulaufbohrung
- ⑥: Düsennadel
- ⑦: Magnetventilbetätigung
- ⑧: Kraftstoff

Das Einspritzende wird eingeleitet, indem die Ablaufbohrung verschlossen wird und der Steuer-
 raum über die Zulaufbohrung (Abbildung 7, ⑤) wieder mit Kraftstoff gefüllt wird. Der Zeitverzug
 des Stauchens des Plungers kommt jetzt nicht zum Tragen. Der Plunger und die Düsennadel
 werden durch die Druckkraft der Druckstufe (siehe Skizze Formel 1) gehalten, während die Fe-
 derkraft das Schließen der Düsennadel bremst.

2.2. Experimentelle Bestimmung der Einspritzrate am Einspritz- pumpenprüfstand und am gefeuerten Motor

Die Einspritzung hat bezüglich der Gemischaufbereitung die Aufgabe der Kraftstoffzerstäubung.
 Die Kraftstoffzerstäubung wiederum wird in starkem Maße durch die Strömungsvorgänge im

Düsenraum und Düsenloch beeinflusst. Allerdings ist die Ausbildung der Strömung im Inneren eines Injektors bis heute nur in maßstabsgetreuen mechanischen Modellen nachgebildet worden. Eine genaue Aussage über alle Details der realen Strömungsvorgänge ist heute noch nicht möglich, weil Einflüsse, wie die Ausbildung von Kanten, den Lochbohrungen und Locheströmungen, effektive Strömungsquerschnitte und Rauigkeiten, vor allem der Düsenlöcher, noch nicht in ausreichendem Maße erforscht sind.

Treibende Kraft der Einspritzung ist die Druckdifferenz vor und nach dem Düsenloch. Die Druckdifferenz zwischen Raildruck und Verbrennungsdruck unterliegt nicht nur den zyklischen Schwankungen. Durch das Öffnen der Düsennadel wird im Rail ein Druckabfall verursacht. Dieser wird zwar etwas verzögert wieder von der Hochdruckpumpe ausgeglichen, aber der Druckabfall löst eine Schwingung im CR-System aus, die sich auf den Strahl auswirkt.

Deswegen haben mathematische Ansätze zur Durchrechnung Schwierigkeiten, die Realität abzubilden. Entscheidende Rolle spielt an dieser Stelle die Anordnung der Düsenlochgeometrie, die Kontur der Lochbohrung und die Druckdifferenz an den beiden Düsenlochenden. Bei den heute verwendeten Düsen (Abbildung 8) handelt es sich in der Regel um Sitz- oder Sacklochdüsen.

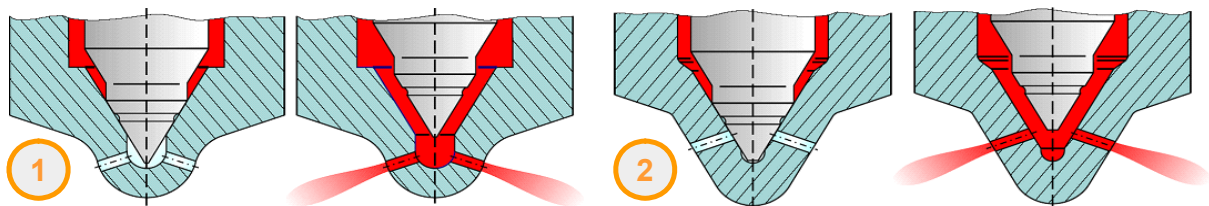


Abbildung 8: Schematische Darstellung von Düsen
 ①: Sacklochdüse (zu/offen)
 ②: Sitzlochdüse (zu/offen)

Zu Beginn der Einspritzung wird das Gemisch aus erhitztem, teilweise verdampftem Kraftstoff und Restgas, das sich in der Düsen Spitze und den Düsenlöchern befindet, eingespritzt, bevor frischerer kälterer Kraftstoff (100 °C) die Düsenlöcher durchströmt. Dieses erste Gemisch bildet schnell eine Kraftstoffdampf Wolke vor den Düsenlöchern. Für eine unterschiedliche Strahlausbreitung sorgt zusätzlich der Effekt, dass zu Beginn des Nadelhubes eine Sitzdrosselung stattfindet (d.h. der engste Querschnitt befindet sich im Sitzspalt). Je nach Bauart der Einspritzdüsen wird nach ca. 75% des Nadelhubes dieser Querschnitt größer als die gesamte Lochfläche, so dass dann von einer Lochdrosselung gesprochen wird. Auch das Ende der Einspritzung wird von diesem Volumen beeinflusst. Um die ausdampfende Kraftstoffmenge zu reduzieren, wird statt einer Sacklochdüse, bei der sich herstellungsbedingt ein Volumen in der Düsen Spitze befindet, eine Sitzlochdüse eingesetzt. Diese Sitzlochdüse hat fast nur noch das Düsenlochvolumen, aus dem nach der Einspritzung ein minimaler Teil des Kraftstoffes verdampfen kann. Die erste Dampf Wolke ist auch noch vorhanden, jedoch nicht mehr so ausgeprägt. Allerdings hat die Sitzlochdüse ein sehr schlechtes und unregelmäßiges Anströmverhalten der einzelnen

Düsenlöcher. Darum wurde die Sacklochdüse zur Minisacklochdüse weiterentwickelt, wobei das Sacklochvolumen auf ein Minimum reduziert wurde.

Weil die Verbrennung auf Änderungen der Einspritzung sehr stark reagiert, muss eine genaue Erfassung der Einspritzrate stattfinden. Die Einspritzrate wird üblicherweise an einem Pumpenprüfstand ermittelt, wobei der Einspritzverlaufsindikator (EVI) oder der Einspritzmengenindikator (EMI), beide von der Fa. BOSCH, zum Einsatz kommen.

Wird der Kraftstoff in einen Behälter eingespritzt, kann das verdrängte Volumen gemessen werden. Dies geschieht im EMI (/3/ und /4/), in dem ein Plunger in einer Röhre vom eingespritzten Kraftstoff verdrängt und dabei die zurückgelegte Wegstrecke des Plungers gemessen wird. Um den Plunger wieder in seine Ausgangsposition zurückzustellen, wird dieser von der anderen Seite mit Öl oder Kraftstoff wieder zurückgepresst. Bei den schnellen Vorgängen der Einspritzung wird der Plunger zwischen den beiden Hydrauliksäulen in eine Schwingung versetzt, so dass eine exakte Messung von zeitlichen Vorgängen nicht möglich ist.

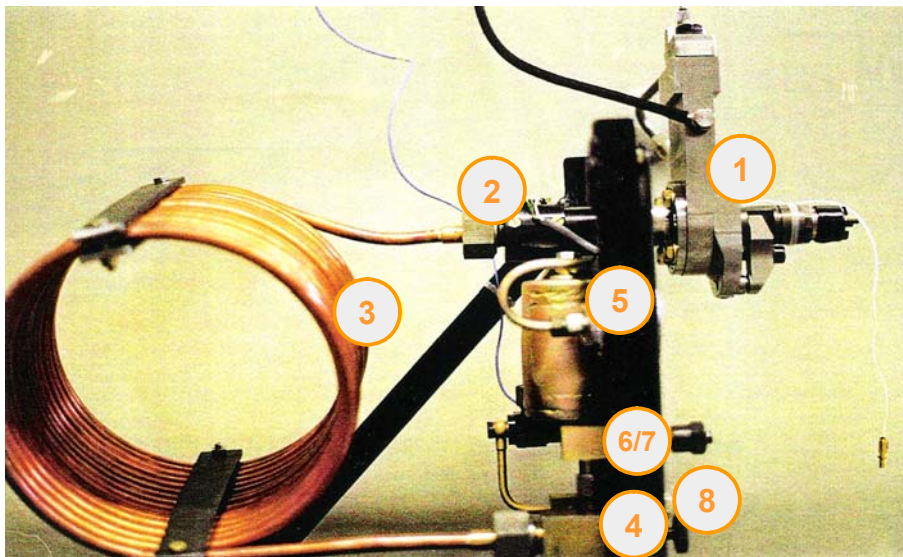


Abbildung 9: Der Einspritzverlaufindikator
 ①: Injektoraufnahme
 ②: Druck- und Temperaturmessstelle
 ③: Kupferrohr (hier Originalausstattung mit 15 m Länge)
 ④: verstellbare Gegendruckdrossel
 ⑤: Druckbehälter mit Manometer zur Druckanzeige
 ⑥: Kalibrieranschluss
 ⑦: Gegendruckventil
 ⑧: Anschlussstelle für den Kraftstoffablauf

Ist der Behälter, in den eingespritzt wird, ein sehr langes Rohr und wird direkt an der Einspritzdüse in diesem Rohr die Drucksteigerung gemessen, kann der zeitliche Verlauf der Einspritzung dagegen gut erfasst werden. Die Messung mit dem Einspritzrohr, EVI genannt, löst eine Druckwelle aus, die sich mit Schallgeschwindigkeit zwischen seinen Rohrenden hin und her bewegt, bis sie durch Reibung aufgezehrt ist. Die Wellenlaufzeit t_w errechnet sich nach:

$$t_W = \frac{s_L}{c_S} \quad (2)$$

mit s_L Einspritzrohrlänge
 c_S Schallgeschwindigkeit im Kraftstoff (ca. 1800 m/s, Dieselkraftstoff bei 1500 bar)

Voraussetzung für exakte Messungen ist jedoch, dass die initiierte Druckwelle /5/, die vom Ende des Einspritzrohres reflektiert wird, nicht in den Zeitraum der Messung fällt. Wird die Messzeit von der Einspritzdauer vorgegeben, kann die Rohrlänge errechnet werden. Für eine Einspritzung (EURO III), von Vor- über Haupt- bis zum Ende der Nacheinspritzung, mit einer Einspritzdauer von insgesamt 35 °KW, müssen Rohrlängen von 50 m vorgesehen werden. Die eingespritzte Masse Kraftstoff kann nicht direkt gemessen werden. Sie ergibt sich aus der Anzahl der Einspritzungen und dem nach dem Einspritzrohr aufgefangenem Kraftstoff. Zeitgleich für eine Einspritzverlaufanalyse müssen die Signale der Bestromung des CR- Injektors, der Nadelhub und der Raildruckabfall am entsprechenden Injektor gemessen werden.

Die Einspritzrate wird zusätzlich durch den Verbrennungsdruck beeinflusst. Dieser Einfluss kann vom Einspritzpumpenprüfstand nur teilweise erfasst werden, indem ein „Leistungsdruck“ (Abbildung 9, ⊕) im Einspritzrohr aufgebaut wird. Eine bessere Messmethode müsste entwickelt werden, die „online“ am gefeuerten Motor die Einspritzrate erfassen kann. Ein direkter Zusammenhang von Einspritzrate und einem vorliegenden Messsignal am gefeuerten Motor ist nicht gegeben. So müssen immer wieder Konstruktionen aufgebaut werden, um die Einspritzrate aus vorhandenen Signalen abzuleiten. In der Regel können nur die Signale der Bestromung und des Nadelhubes aufgezeichnet werden, jedoch ist die Aussagekraft beider Signale in Bezug auf die Simulation von CR- Systemen ungenau, weil der exakte zeitliche Versatz der Signale zur tatsächlich eingespritzten Kraftstoffmasse nicht ermittelt werden kann. So ist das Nadelhubsignal in der heutigen Ausführung ein induktives Verfahren. Dabei wird auf dem Plunger (Abbildung 7, ⊙) eine Spule fixiert und die Bewegung relativ zum Gehäuse des Injektors gemessen. Zunächst wird die Stauchung dieses Plungers, hervorgerufen durch hohe Raildrücke, abgebaut. Darum wird schon ein Nadelhubsignal angezeigt, obwohl die Düsennadel den Düsennadelsitz noch nicht freigegeben hat.

Weitere Möglichkeiten, die Einspritzrate umzurechnen, bieten sich durch die Erfassung des Düsenraumdruckes. So hat z.B. Constien /6/ für Reiheneinspritzsysteme eine Nadelkraftmessung entwickelt. Weil für diese Messung sehr filigrane Bauteile nötig werden, die zudem sehr hohem Druck ausgesetzt sind, ist eine dauerhafte Messung nicht möglich. Für Versuchsaufgaben wäre die kurze Standzeit zu vertreten, jedoch ist der Aufbau dieser Messung recht kompliziert. Ein Drucksensor in einer Einspritzleitung ist einfacher zu realisieren.

Die gesamte eingespritzte Kraftstoffmasse kann mittels eines Durchflussmessgerätes oder einer Kraftstoffwaage bestimmt werden. Aber bei den heute üblichen Mehrfacheinspritzungen

von CR- Systemen mit Vor-, Haupt- und Nacheinspritzung ist eine genaue Mengenverteilung und zeitliche Zuordnung nicht, die Vorhersage eines Strahlkegelwinkels schon gar nicht möglich. Zum einen wird durch die Einspritzung eine Schwankung des Raildruckes ausgelöst, die wiederum bewirkt, dass die darauf folgende Einspritzung bei einem anderen Druckniveau beginnt. Zum anderen sind die eingespritzten Massen von Vor- und Nacheinspritzung häufig so gering, dass die Düsennadel den ballistischen Bereich nicht verlässt, d.h. die Düsennadel erreicht nicht den maximal möglichen Düsennadelhub. Dabei ist nicht festzustellen, welche Querschnitte die Düsennadel freigibt und welche Kraftstoffmenge in den Brennraum gelangt. Alle bislang von der Forschungsvereinigung für Verbrennungskraftmaschinen (FVV) geförderten Forschungsvorhaben wurden an Düsen mit maximalem Nadelhub betrachtet. Untersuchungen des dynamischen Verhaltens sind bislang nicht durchgeführt worden.

2.3. Visualisierung der Strahlausbreitung

Im Düsenraum befindet sich der Kraftstoff unter hohem Druck (ca. 1600 bar). Ist der Druckunterschied zwischen Düsenraum und Brennraum größer als 40 bar, so entsteht innerhalb des Düsenloches eine Zweiphasenströmung /7/, die mit Reynoldszahlen um 50000 stark turbulent ist. Durch die Kavitation /8/ entsteht ein Zweiphasengebiet.

Die Kavitation wird in der Literatur weiter unterteilt. Arcoumanis, Flora, Gavaises, Kampanis und Horrocks /9/ bzw. Knapp, Daily und Hammit /8/ halten drei Erscheinungsformen fest:

- Blasen kavitation oder homogene Kavitation
- Film kavitation oder heterogene Kavitation
- Wirbel kavitation.

Alle drei Formen beeinflussen die Ausformung des Einspritzstrahles einerseits direkt durch Blasenimplosion /10/ und andererseits indirekt durch Erhöhung der Turbulenz im Düsenloch /11/.

Tritt Kavitation auf, entstehen durch momentane und lokale Unterschreitungen des Dampfdruckes in der Flüssigkeit Dampfblasen. Diese implodieren nach kurzer Zeit und führen dem Strahl turbulente kinetische Energie zu. Die Kavitation selber kann nur in optischen Nachbauten (Geometrievergrößerung) gemessen werden (/9/, /12/ bis /19/). In realen Düsen hat die Messtechnik gerade im Düsennahbereich, bis ca. 5 mm vom Düsenloch entfernt, keine Möglichkeit, die physikalischen Vorgänge zu erfassen. Hier liegen die Phasen des Kraftstoffes (Dampf durch Kavitation und flüssiger Kern) und der Verbrennungsluft (Frischlufte und Restgas bzw. zurückgeführtes Abgas) gleichermaßen vor. So können optische Betrachtungsmethoden nur die Strahlkontur erfassen, aber nicht durch den Strahl hindurchsehen. Ein Versuch innerhalb eines FVV-Vorhabens /20/, das Strahlinnere mittels kapazitiver Tomografie zu erfassen, scheiterte zum einen aufgrund der zu langsamen Taktrate des Prozessors und zum anderen an der elektrischen Empfindlichkeit, die durch das Magnetventil erheblich beeinflusst wurde, sowie an der Benetzung des Sensors.

An den sich mit hoher Geschwindigkeit (bis zu 300 m/s) bewegenden Kraftstoffligamenten¹ entsteht durch aerodynamische Einflüsse die sekundäre Kraftstoffzerstäubung /21/. Dieser Vorgang kann wie das Entstehen von Seifenblasen beschrieben werden:

- Abplatteln der Tropfen
- Umstülpen der Ränder
- Ziehen eines glockenähnlichen Schweifes
- Zerfallen des Schweifes, aufgrund von Oberflächenspannungen
- Zusammenziehen in viele einzelne Tröpfchen, kleiner als der Ursprungstropfen

Weitere Einflussparameter für diese Zerstäubung hängen zusätzlich noch von den Einflüssen der Einspritzanlage und dem Düsenloch ab:

- Streuung bei der Herstellung (Einfluss der Oberfläche und Einfluss von scharfen Kanten)
- Lochlänge
- Lochdurchmesser
- Lochgestaltung - Sackloch - Sitzloch - Minisackloch
- Nadelanschliff
- Düsenloch - zylindrisch - konisch - HE- gerundet
- Umlenkwinkel des Kraftstoffzuflusses
- Schirmwinkel
- Sitz- oder Lochdrosselung
- Kraftstoffdruck
- Brennraumgegendruck

Allerdings ist die Geometrie selten exakt bekannt /22/, weil herstellungsbedingt die betrachteten Düsen mit der Anpassung des hydraulischen Durchflusses produziert werden. Damit ist sichergestellt, dass das Qualitätsproblem unterschiedlicher Düsenfertigungen ausgeglichen ist. Über die Laufzeit wird durch den Kraftstoff dieser abrasive Vorgang fortgeführt (Kavitation). Damit verändert sich jede Einspritzdüse über ihre Lebensdauer, und eine Simulationsrechnung müsste den Düsenzustand berücksichtigen.

Um die Einspritzstrahlen untersuchen zu können, wird deren Ausbreitung in speziellen Einspritzkammern betrachtet. Allen Kammern zugrunde liegt die möglichst freie Zugänglichkeit, um die Ausbreitung von flüssigem Kraftstoff, Tropfen und Kraftstoffdampf zu erfassen. Dazu werden Quarzglasfenster eingesetzt, deren Dicke wiederum die optische Zugänglichkeit beeinflusst. D.h. je dünner das Glas konstruiert wird, desto besser kann beobachtet werden, aber umso höher ist die Gefahr des Bruches bei höherem Druck. Die Spraykammern unterscheiden sich durch folgende Eigenschaften:

- kalte Kammer, d.h. die Dichte des Mediums, in das eingespritzt wird, entspricht nicht dem realen Prozess, und dadurch kann eine Kraftstoffverdampfung nicht betrachtet werden
- heiße Kammer, d.h. die Dichte des Mediums, in das eingespritzt wird, ist angepasst; eine Verdampfung findet statt, und eine Zündung des Kraftstoffes wird durch den Entzug von Sauerstoff (Vorverbrennung oder reiner Stickstoff) unterdrückt
- heiße Hochdruckkammer oder Einspritzbombe, d.h. hier wird auch eine Zündung realisiert

1 Ligament \triangleq Band, hier flüssiger Kraftstoffkern

In den Spraykammern kann die Strahlausbreitung ohne den Einfluss der Dynamik der Verbrennungsluft (Drall) untersucht werden. Es können folgende Untersuchungsmethoden eingesetzt werden, davon einige sogar zeitgleich /23/:

- Fotografie und Erstellung von Videofilmen
- Interferometrie
- Schlierenfotografie, mit der flüssige und dampfförmige Anteile unterschieden werden können
- Schattentechnik
- PIV (Teilchenspuren– Anemometrie)
- MIE (Mie– Streulichttechnik)
- LDA (Laser– Doppler– Anemometrie)
- PDA (Phasen– Doppler– Anemometrie)
- LII (Laserinduzierte² Glühetechnik)
- LIF (Laserinduzierte Fluoreszenz)
- Raman– Messtechnik

Nahezu alle diese Messverfahren sind für die Validierung simulierter Tropfenausbreitung unbedingt notwendig. Hierzu müssen speziell die Strahleindringtiefe und der Strahlkegelwinkel betrachtet werden, aber auch die Tropfenverteilung mit Tropfendichte und Verdampfung. Folgendes Beispiel (Abbildung 10) dient zur Vermessung des dynamischen Strahlkegelwinkels einer CR– Einspritzung. Hier wird in Stickstoff (Abbildung der motornahen Dichte ohne Zündung) mit einem Raildruck (1350 bar) eingespritzt und eine Haupteinspritzung betrachtet. Für eine CR– Einspritzung ergibt sich ein typischer Verlauf des Strahlkegelwinkels, der zu Beginn der Einspritzung recht groß ist, während der Zeit, in der die Düsenadel am Anschlag ist, einen konstant niedrigen Strahlkegelwinkel ausbildet und gegen Einspritzende wieder recht große Werte annimmt.

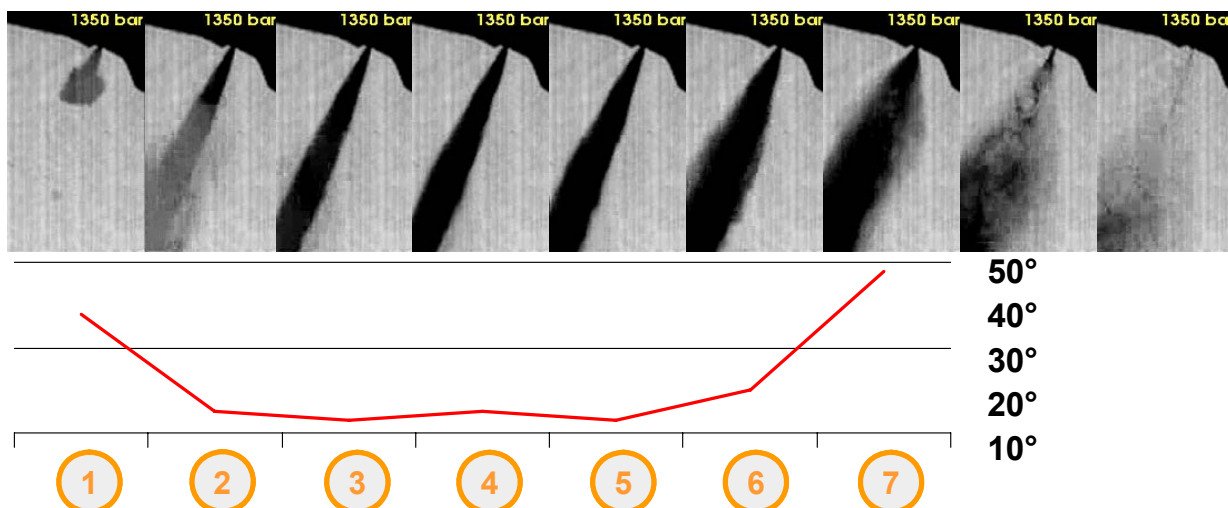


Abbildung 10: Messungen des Strahlkegelwinkels in einer Spraykammer (/24/, /25/ und /26/)

- 2 Laserinduzierte Verfahren, die je nach Frequenz des Lasers gezielt chemische Spezies zu einer Reaktion anregen (Rußglühen oder Emission von Licht).

Von besonderer Bedeutung ist in der Bildreihe (Abbildung 10) das erste Bild (①). Hierauf wird im Verlauf der Arbeit unter 4.9 eingegangen. In Abbildung 10 ist der minimale (15°) und maximale (50°) Strahlkegelwinkel abzulesen.

2.3.1. Einfluss von Kavitation und Geometrie

Kavitation tritt auf, wenn lokale Gebiete in Flüssigkeiten (hier Kraftstoff) entstehen, in denen der Partialdruck des lokalen Gebietes so niedrig ist, dass sich Kraftstoffdampfblasen bilden. Diese Dampfblasen haben eine sehr kurze Lebensdauer, weil sich die lokalen Drücke (Unterschreiten des Dampfdruckes) schnell ändern. Dann wird der entstehende Hohlraum sehr schnell wieder mit Flüssigkeit gefüllt. Sie schießt mit Schallgeschwindigkeit in den Hohlraum und durch ihn hindurch. An den Wänden werden im Laufe längerer Betriebszeit durch mechanische Überbeanspruchung des Materials (Hertz'sche Flächenpressung und Erreichen der Lastspielzahl), hervorgerufen durch das Auftreffen der stark beschleunigten Masse, Pittings (Grübchen) gebildet, die bei noch längerer Betriebszeit zur Zerstörung des Wandmaterials führen.

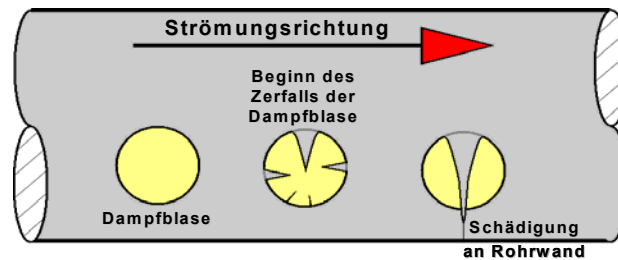


Abbildung 11: Schematische Darstellung der Kavitation

Durch teilweise extreme Umlenkung der Strömungsrichtung, hervorgerufen durch z.B. eine schräge Düsenlochbohrung oder sehr scharfkantige Bohrungen, verbleibt für die Durchströmung vom Sitz in die Düsenlöcher und durch die Querschnittsverengungen bei hohen Strömungsgeschwindigkeiten für jedes Düsenloch ein anderer effektiver Strömungsquerschnitt. Dieser kann deutlich kleiner sein als der erodierte oder gebohrte Nenndurchmesser (Abbildung 12, ②).

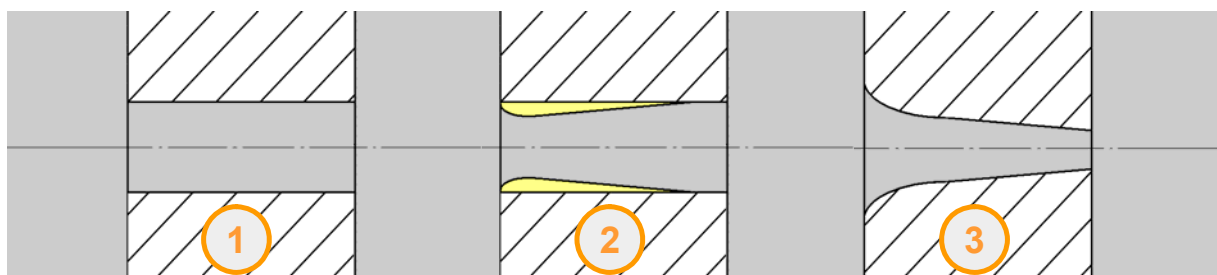


Abbildung 12: Schematische Darstellung von Düsenlöchern
 ①: zylindrisches Düsenloch
 ②: Einengung durch Kavitation (gelber Bereich)
 ③: HE gerundete Düse mit k-Faktor

Um den Einfluss der scharfen Kante am Locheintritt zu verbessern, sehen neuere Entwicklungen zur Vergrößerung des effektiven Strömungsquerschnittes gerundete Bohrungen (Abbildung

12, ③) und konische Düsenlöcher vor. Hauptsächlich werden damit die Einströmbedingungen verbessert.

Um Einspritzdüsen in ihrem Verhalten vergleichen zu können, wird der hydraulische Durchfluss ermittelt. Hierzu fließt das Volumen einer Prüfflüssigkeit in der festgelegten Zeit von 30 Sekunden durch die Einspritzdüse. Aus den so gewonnenen Daten wird der hydraulische Durchfluss errechnet. Die Kantenrundung erfolgt dadurch, dass eine erosive Paste durch die Düsen gepresst wird. Danach wird erneut der hydraulische Durchfluss ermittelt. Die Änderung vom Ausgangswert zum neuen Wert wird in % angegeben. Der so ermittelte Wert wird als HE³ Verrundung bezeichnet. Rückschlüsse auf die dann entstandene Geometrie sind nicht möglich. Es kann aus dieser %-Angabe für eine Simulation nicht genau bestimmt werden, wie groß der entstandene Radius beziehungsweise eine eventuelle Konizität geworden ist.

Ein Qualitätsproblem ist, dass durch die kavitierende Düseninnenströmung ein Verschleiß auf der Lochoberfläche entsteht /27/. Dies betrifft vor allem Einspritzsysteme, die mit hohem Einspritzdruck arbeiten.

Zur Reduktion der Kavitation im Düsenloch ist die Ausführung der Düse mit konischen Düsenlöchern (Abbildung 12, ③, Düse mit k-Faktor) möglich. Dadurch wird jedoch auch erreicht, dass nur geringe turbulente kinetische Energie durch Kavitation in das Strömungsfeld des Kraftstoffes eingetragen wird. Der Strahl tritt sehr viel kompakter aus dem Düsenloch aus (siehe Abbildung 15), fächert nicht so weit auf, und die Tropfen erhalten eine größere Geschwindigkeit im Brennraum, womit die Eindringtiefe der Tropfen viel höher ist. Es besteht die Gefahr, dass, bei sonst gleichen Randbedingungen, Tropfen die Brennraummulde erreichen können.

Um die Einflüsse der unterschiedlichen Düsenlochgeometrie zu untersuchen, können neben der herkömmlichen Messtechnik über Leistung, Verbrauch, Schwärzungszahl, NO_x und HC auch Brennraumbetrachtungen, wie die der Strahlausbreitung im Motor mittels Schlieren- und Brennraumphotografie, zu Rate gezogen werden. Simulationen helfen auch einen Eindruck über die geometrischen Verhältnisse zu gewinnen. Diese Simulationen basieren auf CFD⁴-Rechnungen. Die mathematischen Modelle sind soweit entwickelt, dass Teilbereiche realitätsnah wiedergegeben werden können. Durch die rasante Rechnerentwicklung haben sich auch die Möglichkeiten umfassender Modellierung von physikalischen und chemischen Zusammenhängen weiterentwickelt.

3 HE \triangleq Hydro- Erosive

4 CFD \triangleq computational fluid dynamics \triangleq rechnergestützte Strömungssimulation

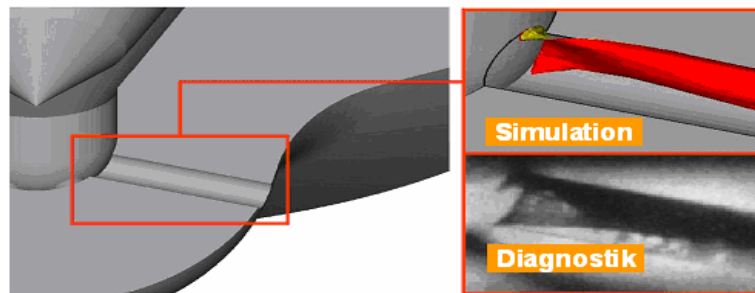


Abbildung 13: Vergleich Simulation und Messung einer kavitierenden Strömung für eine Sitzlochdüse ohne HE- Verrundung mit sehr starker Umlenkung im Düsenloch /28/

Ein Beispiel dieser Entwicklung im Bereich der 3D- Simulation ist die Berechnung einer stark umgelenkten Einströmbedingung (Abbildung 13) mit einer Zweiphasenströmung im Düsenloch. Die Kavitation verursacht gleichzeitig eine Verringerung des effektiven Strömungsquerschnittes und eine Zufuhr turbulenter kinetischer Energie, die bis zur Ausbildung des Einspritzstrahls erhalten bleibt. Die dadurch größere Auffächerung kann auch durch höheren Einspritzdruck erreicht werden. Erhöhter Differenzdruck zwischen Düseneintritt und Austritt erhöht die Kavitationsneigung. Eine Reduzierung der Lochlänge bewirkt ebenfalls erhöhte Kavitation und dadurch eine Reduzierung des effektiven Strömungsquerschnittes.

Auf jeden Fall wird aber an dieser Stelle eine sehr hohe Turbulenz generiert, die mit verantwortlich für das Auffächern des Einspritzstrahles einer kavitierenden Düse ist.

Die Austrittsgeschwindigkeit des Kraftstoffes kann nach Bernoulli berechnet werden:

$$v_{\text{aus}} = \sqrt{\frac{2 \cdot (p_1 - p_2 - \Delta p_v)}{\rho_{\text{Fluid}}}} \quad (3)$$

mit p_1 Druck am Düsenlocheintritt
 p_2 Druck am Düsenlochaustritt
 Δp Druckverluste durch Einlauf /29/ und Reibung
 ρ_{Fluid} Dichte des Kraftstoffes

Untersuchungen zur Verminderung des effektiven Düsenlochquerschnittes führten zur Definition eines Durchflussbeiwertes /30/:

$$c_D = \frac{\dot{Q}_{\text{real}}}{\dot{Q}_{\text{theoretisch}}} \quad (4)$$

mit \dot{Q}_{real} tatsächlicher Volumenstrom
 \dot{Q}_{theo} maximal möglicher Volumenstrom

Der Einfluss der Druckbedingungen (Gegendruck, Umgebungsdichte bzw. Einspritzdruck) wurden bei Kneer /31/ und in FVV- Vorhaben /32/ betrachtet.

2.3.2. Messung des Strahlkegelwinkels

Weitere Informationen zum Einspritzstrahl können aus einer Strahlkraftmessung gewonnen werden. Die Strahlkraftmessung erfolgt, indem durch ein Loch in einer Platte, die in unmittelba-

rer Nähe zu einem Piezoquarz den Rest des Einspritzstrahles abdeckt, gespritzt wird. Das Loch gibt einen definierten, möglichst kleinen Querschnitt frei, und so gelangt nur ein Bruchteil des Strahles auf den Piezoquarz und verursacht dort ein Signal, das proportional zu seiner Kraft ist. Die Lochblende kann in sehr kleinen Schritten verfahren werden, und so kann der gesamte Strahl vermessen werden. Informationen aus der Phase der Düsenöffnung und des Düsen-schließens werden nicht berücksichtigt.

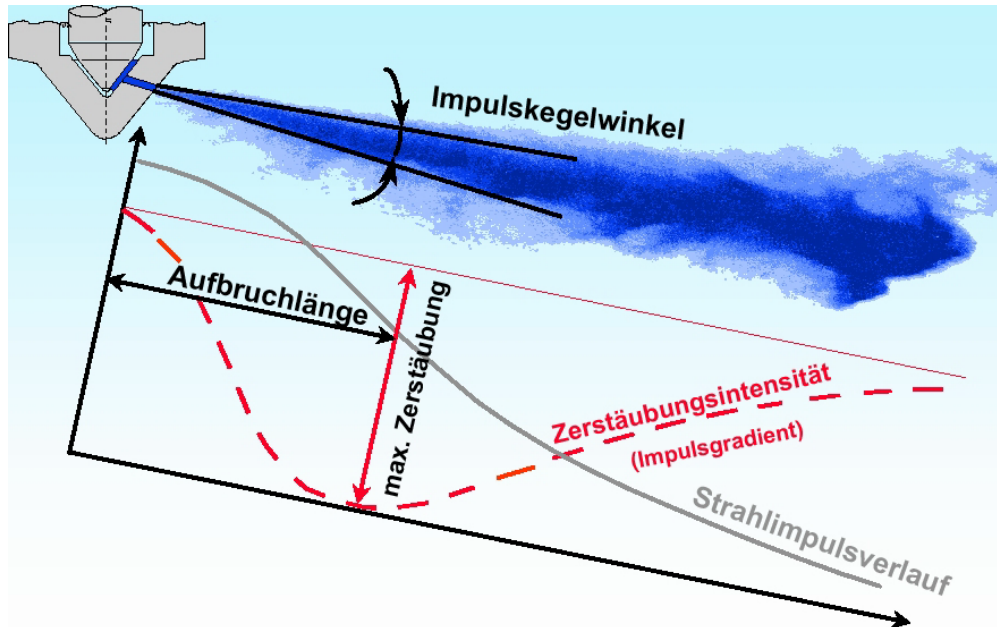


Abbildung 14: Schematische Darstellung einer Strahlkraftmessung /33/

Eine solche Strahlkraftmessung (Abbildung 14) liefert neben dem Impulsverlauf die Zerstäubungsintensität, die max. Zerstäubung und die Aufbruchlänge, aber vor allem den Strahlimpulskegelwinkel (Massenverteilung im Strahl) und die Abweichung vom geometrischen Schirmwinkel.

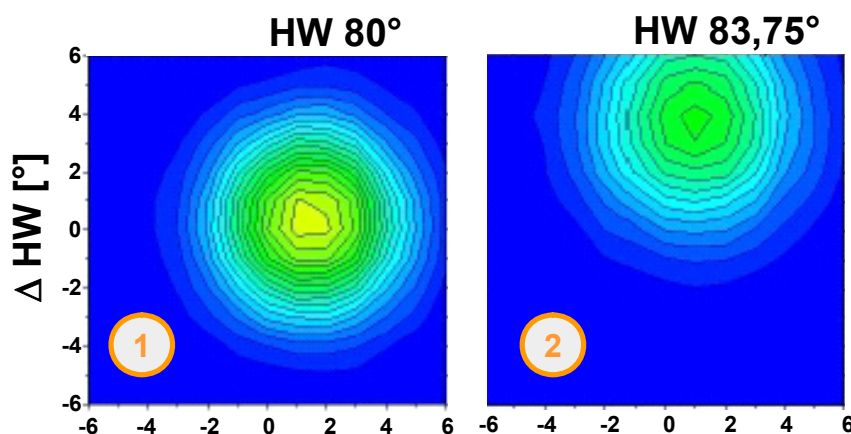


Abbildung 15: Ergebnisse einer Strahlkraftmessung und dynamischer Höhenwinkel
 ①: konisches Düsenloch mit HE-Verrundung mit Höhenwinkel 80°
 ②: Zylindrische Düse mit kurzem Düsenloch mit Höhenwinkel $83,75^\circ$

Je nach Ausbildung der Düsengeometrie (zylindrisches oder konisches Düsenloch) stellen sich unterschiedliche Strahlkräfte ein. Die Vermessung des Strahlkegelwinkels (Auffächerung bzw. Massenverteilung des einzelnen Einspritzstrahles) gibt also Rückschlüsse auf die im Düsenloch

vorherrschenden Bedingungen (Kavitation). So ist z.B. die Abweichung vom geometrischen Schirmwinkel (Abbildung 15) eines kurzen zylindrischen Düsenloches (15, ②) bei sonst gleichen Bedingungen (hydraulischer Durchfluss und statischer Schirmwinkel) höher als bei einem konischen Düsenloch (15, ①) (/33/ bis /36/).

2.3.3. Aerodynamische Wechselwirkung auf Tropfen

Schließlich im Brennraum angelangt, erfährt der Kraftstoff, inzwischen aus dem flüssigen Kern zu einem Tropfen abgetrennt, eine Interaktion mit der Verbrennungsluft, einem Gemisch aus Frischluft und Restgas bzw. zurückgeführtem Abgas. Die Tropfen haben eine hohe Geschwindigkeit (ca. 200 m/s), während die Geschwindigkeit der Frischluft im Düsennahbereich um den Faktor 10 niedriger ist. Die Tropfen erfahren zunächst die aerodynamischen Kräfte (sekundärer Zerfall), wodurch sie in kleinere Tropfen zerfallen und unter den im Brennraum herrschenden Bedingungen (Druck und Temperatur) ganz verdampfen.

Um komplexe Strömungssysteme, deren Prozesse und Teilprozesse besser verstehen zu können, wurden schon frühzeitig Ähnlichkeitsbetrachtungen /37/ eingeführt. Dabei befassen sich Ähnlichkeitstheoretische Betrachtungen von Transportvorgängen meistens nur mit Prozessen, selten mit ganzen Systemen, wie kompletten Anlagen, deren Systemgrenzen klar erkennbar sind. Die Ähnlichkeitszahlen dienen dann zur Verallgemeinerung von gewonnenen Erkenntnissen und zur Übertragung auf ähnliche Prozesse. Dabei gibt es drei Gruppen von Ähnlichkeitszahlen, die an dieser Stelle der Vollständigkeit halber einmal zusammengetragen sind:

- o Ähnlichkeiten molekularer Transportvorgänge abgebildet durch:

$$\text{Prandtlzahl } Pr = \frac{\mu \cdot c_P}{\lambda}$$

und

$$\text{Schmidtzahl } Sc = \frac{\mu}{D \cdot \rho} = \frac{\nu}{D}$$

- o Ähnlichkeiten von Strömungen und Wärme- bzw. Stofftransportprozessen abgebildet durch:

$$\text{Strouhalzahl } St = \frac{f \cdot D}{U}$$

$$\text{Eulerzahl } Eu = \frac{\Delta P_c}{\rho \cdot U^2}$$

$$\text{Reynoldszahl } Re = \frac{\rho \cdot U \cdot D}{\mu}$$

$$\text{Grashofzahl } Gr = \frac{D^3 g \beta \rho^2 (T_W - T_\infty)}{\mu^2}$$

$$\text{Eckertzahl } Ec = \frac{U^2}{c_P (T_W - T_\infty)}$$

und

$$\text{Pecletzahl } Pe = Re \cdot Pr = \frac{U \cdot D}{a}$$

mit

$$a = \frac{\lambda}{\rho \cdot c_p}$$

- o Kennzahlen, die aus der Verknüpfung von experimentellen und theoretischen Erkenntnissen über Transportvorgänge resultieren, wie:

Nusseltzahl = $Nu = f(Re, Pr)$

und

Sherwoodzahl = Sh

Eingespritzte Tropfen haben in Bezug auf die in der Brennraummulde vorherrschende Geschwindigkeit viel höhere Werte. Deshalb ist es nötig, die Reynoldszahl genauer zu betrachten:

$$Re = \frac{\text{Trägheitskräfte}}{\text{Schervirkung(Oberflächenkräfte)}} = \frac{u_T \cdot d_0 \cdot \rho_T}{\eta_T}$$

- mit
- ρ_T Dichte des Kraftstofftropfens
 - u_T Tropfenaustrittsgeschwindigkeit
 - d_0 Anfangsdurchmesser des Tropfens
 - η_T Viskosität des Kraftstofftropfens

Bei hohen Relativgeschwindigkeiten zwischen Tropfen und Gasströmung verformt sich der Tropfen durch die asymmetrische Druckverteilung. Die Weber-Zahl gibt dabei das Verhältnis von aerodynamischen Kräften zu Oberflächenspannungskräften an:

$$We = \frac{\text{Trägheitskräfte}}{\text{Oberflächenkräfte}} = \frac{\rho_T \cdot u^2 \cdot d_0}{\sigma_T}$$

mit σ_T Oberflächenspannung am Tropfen

Sie gilt als der maßgebliche Parameter zur Beschreibung der Tropfendeformation (/38/ und /39/) und des sekundären Tropfenzerfalls.



Abbildung 16: Aerodynamische Tropfenzerfallmodelle

Ein weiterer Parameter zur Beschreibung des Tropfenaufbruches (Abbildung 16) ist die Ohnesorge-Zahl, die das Verhältnis aus Zähigkeitskräften und Oberflächenspannungskräften be-

schreibt. Je größer die Ohnesorge– Zahl ist, umso größer ist der Widerstand, den ein Tropfen der Verformung entgegensetzt.

$$Oh = \frac{\text{viskose Kräfte}}{\text{Oberflächenkräfte}} = \frac{\sqrt{We}}{Re} = \frac{\eta_T}{\sqrt{\rho_T \cdot d_0 \cdot \sigma_T}}$$

Seltener wird auch die Taylorzahl, eine Wechselbeziehung von Weber– und Ohnesorge – Zahl, genannt:

$$Ty = Oh \cdot \sqrt{We}$$

2.3.4. Simulation des Einspritzvorganges mittels 1D– Simulationen

Wurden lange Zeit selbst entwickelte Programme zur Simulation von nokkengesteuerten (Reihen–) Einspritzpumpen eingesetzt, ist diese Software heute als Bestandteil vieler Programme erhältlich. Im Bereich der 1D– Simulation werden für Einspritzsysteme eine Reihe von kommerziellen Programmen angeboten:

- o **GT– Suite** mit integriertem **GT– Fuel**
- o im Rahmen der FVV entwickeltes Programm **GPA**
- o speziell auf Einspritzsysteme entwickeltes **Amesim**
- o **Hydsim** der AVL, zur Simulation von Einspritzsystemen

Allen Programmen liegt zu Grunde, dass jedes Einspritzsystem modular aufgebaut werden kann. Es werden dort die Gleichungen für die einzelnen Bausteine gelöst. Weil eine gegenseitige Beeinflussung der Randbedingungen stattfindet, wird auch hier ein Konvergenzkriterium vorgegeben, und es werden mehrere Iterationen durchgeführt.

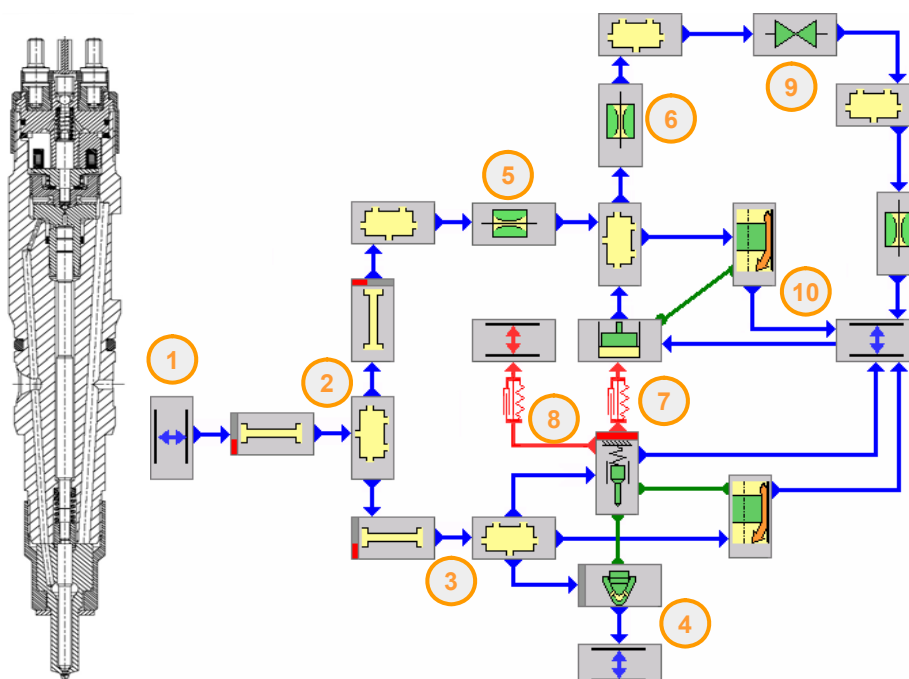


Abbildung 17: CR– Injektor und das zugehörige 1D– Simulation– Modell in **Hydsim**
 ①: Raildruck
 ②: Schwertanschluss und anschließende Volumina

- ③: Düsenbohrung und Sack- /Sitzlochvolumen
- ④: Düse: bestehend aus Sitz, Loch und der Randbedingung Zylinderdruck
- ⑤: Zulaufdrossel
- ⑥: Ablaufdrossel
- ⑦: Plunger mit Berücksichtigung der Bauteilsteifigkeiten
- ⑧: Rückstellfeder
- ⑨: Magnetventil
- ⑩: Zusammenführung aller Leckagen in den Kraftstoffrücklauf

Mit Hilfe des Programms **Hydsim** wurde der Einspritzvorgang, basierend auf den folgenden vorgegebenen gemessenen Randbedingungen, simuliert:

- Rail- Druck
- Bestromung des Magnetventils
- Zylinderdruck
- Gegendruck des Rücklaufsystems

Das Blockschaltbild eines CR- Injektors ist in Abbildung 17 dargestellt. Die Simulation wurde zur Ermittlung des Injektorverhaltens durchgeführt, in dem die gemessene und simulierte Einspritzrate verglichen wurde. Ferner kann das Verhalten des Zeitverzuges erklärt und ermittelt werden. Eine weitere Möglichkeit, Einspritzsysteme zu simulieren, ist mit dem Werkzeug **GPA** (/40/ bis /43/) von der FVV gegeben.

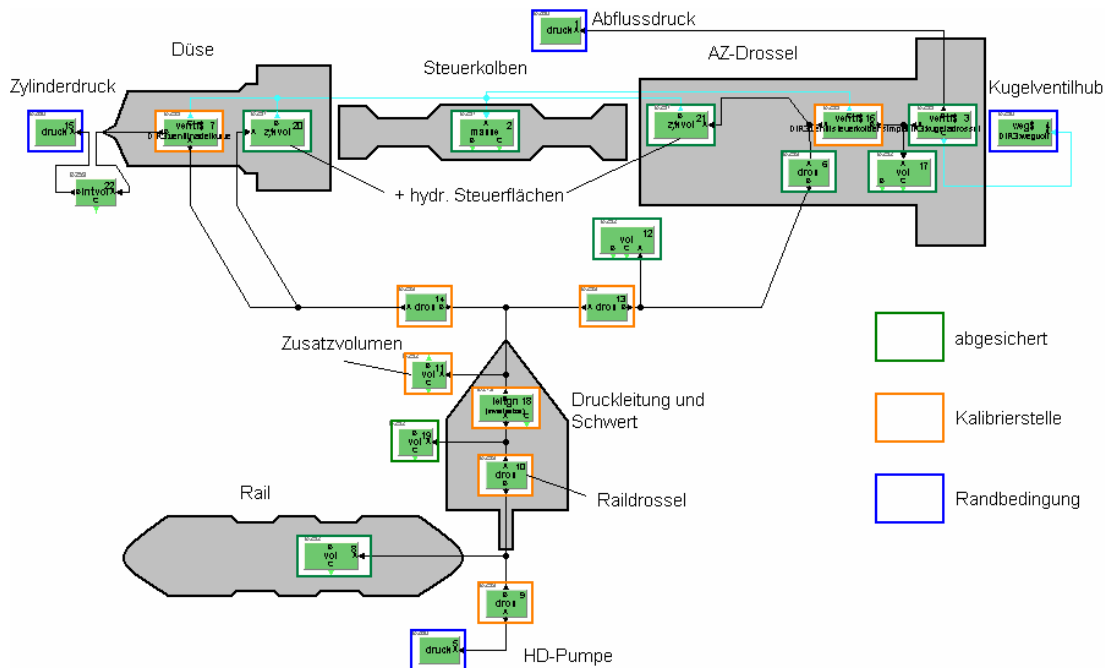


Abbildung 18: CR- Injektor und das zugehörige 1D- Simulation- Modell in **GPA**

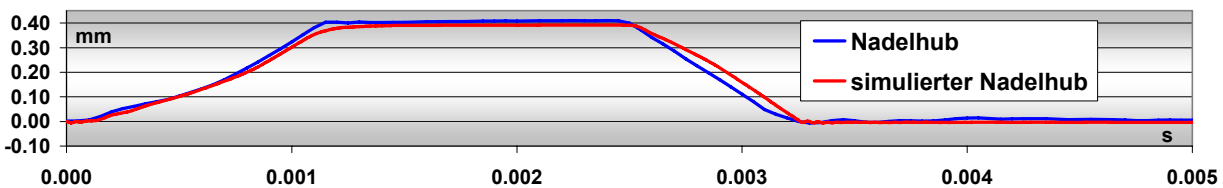


Abbildung 19: Ergebnisse eines Vergleichs Simulation und Messung mit **GPA**

Auch hier ist ein modularer Aufbau (Abbildung 18) möglich. Der Vergleich des gemessenen und simulierten Nadelhubes (Abbildung 19) zeigt die Qualität der Simulation. Anhand dieser

Simulation kann dann mit ausreichender Genauigkeit die Vor-, Haupt- und Nacheinspritzmenge ermittelt werden. Allerdings lässt sich immer noch nicht genau vorhersagen, wie der reale Zeitversatz am Motor mit der durchgeführten Simulation übereinstimmt.

2.3.5. Modelle der Einspritzung in der 3D-Simulation

Grundsätzlich wird die Simulation in zwei Bereiche unterteilt (/43/ bis /54/):

- Strömung im Düsenloch (nozzle flow)
- Strahl- bzw. Tropfenzerfall, der wiederum unterteilt wird in
 - Primärzerfall (primary break-up)
 - Sekundärzerfall (secondary break-up).

Der erste Bereich der Strömung im Düsenloch wird in der 3D-Simulation aus numerischen Gründen nicht mit dem zweiten Bereich betrachtet. Sie unterscheiden sich in der Betrachtungsweise. Wird der erste Bereich mittels einer reinen Eulerschen Betrachtungsweise gelöst, muss der Bereich des Strahl- bzw. Tropfenzerfalls mittels Euler- Lagrange betrachtet werden. Beide Betrachtungsweisen beziehen sich auf das Koordinatensystem, in dem die Differentialgleichungen gelöst werden. Das Eulersche Koordinatensystem ist ortsfest, während das Lagrange Koordinatensystem sich mit dem Objekt (Tropfen) bewegt.

In früheren 1D-Ansätzen wurde versucht, den Strahl- bzw. Tropfenzerfall in einem Modell zu berechnen, indem ein Mehrzonenmodell entwickelt wurde /55/. Für die reine 3D Berechnung wurden jedoch folgende vier Modelle verfolgt (/44/, /56/ bis /64/):

- Rayleigh-Regime
- First- Wind- Induced-Regime
- Second- Wind- Induced-Regime
- Atomisation-Regime

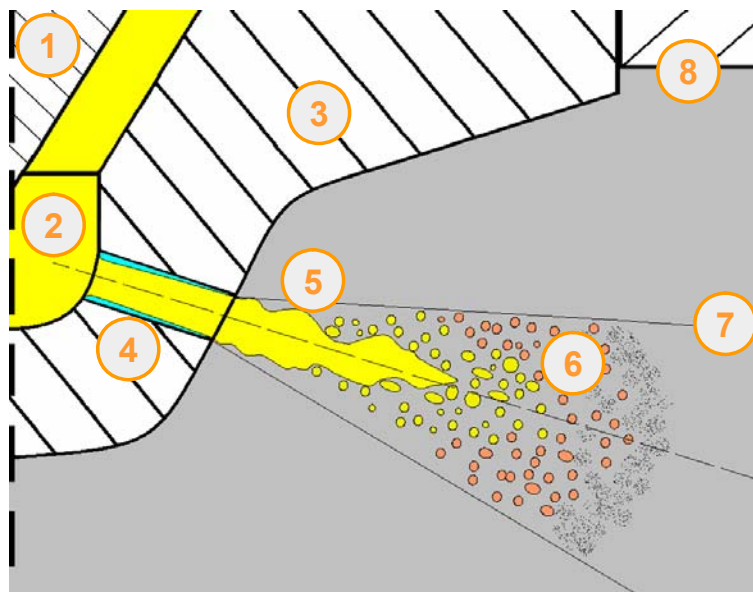


Abbildung 20: Schematische Darstellung des Tropfenzerfalls einer Sacklochdüse

- ①: Düsennadel
- ②: Einströmung in das Düsenloch
- ③: Düsenkörper

- ④: Düsenlochdurchströmung mit Kavitation (cyan) und verengtem effektiven Düsenquerschnitt
- ⑤: Primärzerfall des Kraftstoffes
- ⑥: Sekundärzerfall des Kraftstoffes
- ⑦: Entstehender makroskopischer Strahlkegelwinkel
- ⑧: Zylinderkopf

Heute wird dieser Bereich noch weiter unterteilt (/65/ und /66/). Der Bereich des Eindringens des Kraftstoffes, bis ca. 5 mm vom Düsenloch entfernt, wird Primärzerfall genannt. Danach erfährt der Tropfen, der sich mit hoher Geschwindigkeit durch das ihn umgebende Medium bewegt, den sekundären Zerfall (siehe Abbildung 20).

In der 3D– Simulation werden jedoch nur folgende Randbedingungen für die Einspritzung vorgegeben:

- Einspritzbeginn
- Einspritzende
- Einspritzmasse
- Düsenmodell mit Parametern, die die Kavitation berücksichtigen sollen
- Aufbruchmodell mit allen Parametern

Ein Düsenmodell benötigt in Abhängigkeit der Lochlänge und des Lochdurchmessers, je nach Durchfluss, die Einschnürung durch die Kavitation. Der sich daraus ergebende dynamisch veränderliche Strahlwinkel wird nicht erfasst.

Das Aufbruchmodell benötigt das Tropfenspektrum, bestehend aus Tropfengröße und Tropfenhäufigkeit, für die Tropfen, die beim gerade zu rechnenden Zeitschritt neu hinzugefügt werden. Auch eine vorab durchgeführte Zwei– Phasen– Düseninnenströmungsrechnung liefert als Ergebnis einen Datensatz mit dem Tropfenspektrum über die Zeit. Es ist allerdings sehr schwierig, das Tropfenspektrum im Düsennahbereich zu ermitteln /20/.

Messungen zum Primärzerfall sind in der FVV (/45/ und /46/) durchgeführt worden. Das LTT in Erlangen hat hierzu versucht, das düsennahe Aufbruchverhalten von Dieselkraftstoff an unterschiedlichen Einspritzdüsen darzustellen. Als Messmethode zur Bestimmung der für den Primärzerfall elementaren Größen wurde hauptsächlich die Fernfeldmikroskopie auf Basis der Mie– Streuung verwendet. Folgende besondere Ergebnisse der düsen nahen Versuche sind hervorzuheben:

- der Strahlkegelwinkel
- die vorherrschenden Tropfengrößenverteilungen
- das Auftreten von Kavitation
- die Kraftstoffgeschwindigkeit am Düsenaustritt

In den 3D– Simulationsprogrammen findet der Anwender eine Reihe von Modellen, die es ermöglicht, den Strahlzerfall, genauer den Tropfenzerfall, an die vorgegebenen Bedingungen anzupassen. Der sekundäre Strahlzerfall wird in der Regel, wie von Schmalzing /67/ beschrieben, als eine aerodynamische Wechselwirkung von Kraftstoff und Gasphase modelliert, wobei das Verhältnis von radialer zu axialer Geschwindigkeitskomponente (Strahlaustrittsgeschwindigkeit) den Spraywinkel bestimmt.

Der Anwender entscheidet sich für ein Aufbruchmodell und passt die in den Modellen hinterlegten Erfahrungswerte (Parameter) an seine Verhältnisse an. Hier einige Modellbeispiele aus dem Programm FIRE:

- CHU (Phd Thesis, Wisconsin)
- GM (Reitz and Dwakar)
- WAVE (Reitz, SAE 9300072)
- TAB (O'Rourke and Amsden, SAE 872089)
- Huh– Gosman
- KH-RT
- FIPA (Baritaud, SAE 970881)

Den Standard für den Tropfenaufbruch bildet das WAVE– Modell von Reitz. Es beschreibt, wie die Tropfen durch aerodynamische Einflüsse ins Schwingen geraten und dadurch in kleinere Tropfen zerfallen. Beim Zerfallen bilden sich noch kleinere Child– Droplets (Abbildung 21). Unter der Voraussetzung, dass die gesamte Masse erhalten bleibt, muss der Anwender für die Parametrierung der Spraysimulation angeben, wie groß die Anzahl der Child– Droplets ist und welche Masse sie im Verhältnis zum ursprünglichen Tropfen haben (/68/ und /69/). Nach diesem Modell zerfallen die Ursprungstropfen (Blob⁵), bis der Kraftstoff, unter den Bedingungen Druck und Temperatur, die Möglichkeit hat zu verdampfen.

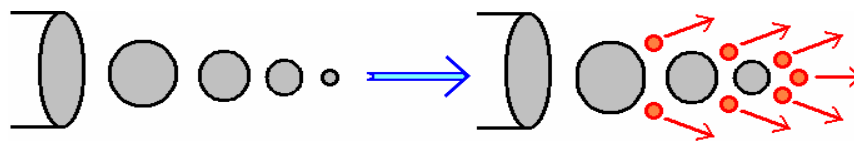


Abbildung 21: Tropfenaufbruchmodell WAVE mit Child– Droplets

Während eines Simulationslaufes werden die Tropfen bis zum Zeitpunkt der Verdampfung programmtechnisch gesondert behandelt. Sind sie verdampft, werden die einzelnen Kraftstoffspezies in die 3D– Simulation integriert und als Gase weitergerechnet. Dieses Vorgehen sorgt bei der Parallelisierung von Simulationsläufen zu vermeidbaren Zeitverzügen, weil quasi zwei Simulationen (Spray und Strömung), vom Anwender nicht beeinflussbar, ablaufen.

Zusammenfassend lässt sich festhalten, dass die Trennung /45/ von Ursache (Kavitation) und Wirkung (Strahlkegelwinkel), zum Teil aus numerischen Gründen, sich in allen verwendeten Modellen widerspiegelt. Ein dynamisches Verhalten, vom Beginn der Einspritzung bis Ende der Kraftstoffeinbringung, wird in der Regel mit allen Effekten in einem Modell beschrieben, dass aus Betrachtungen stationärer Düsendurchströmungen gewonnen wurde.

Weitere dynamische Betrachtungsweisen (/70/ und /71/), die das Motorverhalten, z.B. in einer Beschleunigungsphase, beschreiben, sind vom dynamischen Verhalten der Einspritzung zu trennen.

5 Blob \triangleq Kraftstofftropfen, der ca. 75 – 80 % des Lochdurchmessers entspricht

2.4. Optische Darstellung der Verbrennung

Die Darstellung eines motorischen Verbrennungsvorganges gestaltet sich außerordentlich schwierig, ist aber die Voraussetzung zur Validierung von Simulationen. Der Vorgang ist sehr schnell – bei 2000 U/min entsprechen 60 °KW, also vom Zündzeitpunkt bis zu dem Zeitpunkt, in dem die Verbrennung in der Regel abgeschlossen ist, gerade 0.55 ms. So kann mit normaler Fotografie nur sehr schlecht ein kompletter Verbrennungsvorgang erfasst werden. Es entfallen bei einer Fotografie auch wichtige Informationen – entweder ist die Belichtung auf die Tropfenausbreitung (Verdichtungsendtemperatur ohne Verbrennung mit ca. 900 °K) oder die Verbrennung (ca. 2700 °K) fixiert. Über eine Stroboskopie können durch langsames Verschieben des Triggers zwar alle Zeitpunkte erfasst werden, jedoch werden dabei auch die zyklischen Schwankungen des Motors mit erfasst. Rückschlüsse auf nur eine einzige Verbrennung sind nicht möglich.

2.4.1. Gefuehrter optisch zugänglicher Motor

Optisch zugängliche Motoren oder Transparentmotoren bieten gegenüber den Kammerversuchen die Möglichkeit, unter motorischen Bedingungen, d.h. mit realer Motorinnenströmung, mit realen Randbedingungen (Ladedruck) und mit realen Geometrieabmessungen (Hub, Bohrung) die Verbrennung zu betrachten. Allerdings hat der Transparentmotor entscheidende Nachteile:

- Begrenzung der Belastbarkeit durch die Quarzfenster und Verlängerung des Kolbenhemdes (Abbildung 22, ①)
- Deutlich veränderte Wärmeübergangswerte durch das Quarzglas im Vergleich zum Kolben- und Laufbuchsenmaterial
- Ablagerung von Verbrennungsprodukten auf den Quarzfenstern

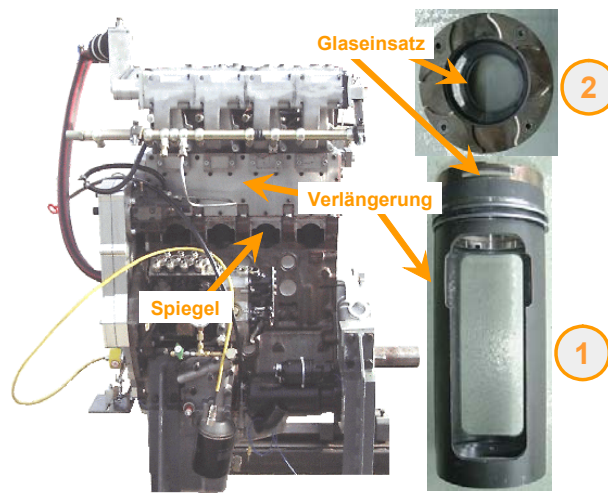


Abbildung 22: optisch zugänglicher Motor (MAN D08) /72/
 ①: Verlängerter Kolben mit Glaseinsatz
 ②: Kolbendraufsicht mit montiertem gläsernen Kolbenboden

Die Kolbenhemdverlängerung ermöglicht seitlich durch den Motorblock und den Kolbenboden hindurch eine optische Zugänglichkeit zum Brennraum. Allerdings bleiben die Räume über der Kolbenkrone verdeckt. Auch die seitlichen Fenster in der Kolbenkrone haben nur einge-

schränkte Zugänglichkeit, weil ihre Fixierung mit der Kolbenbewegung durch den Betrachtungsraum laufen muss.

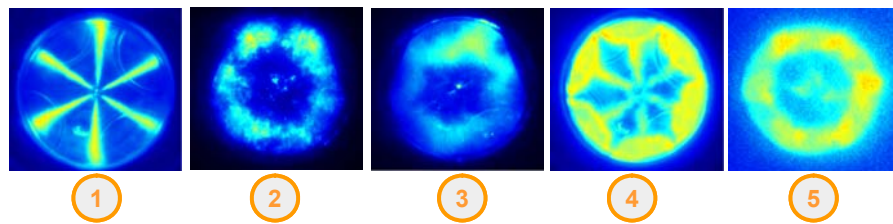


Abbildung 23: Beispiel für (zeitsynchrone) optische Messtechniken /23/
 ①: Mie– Streulichttechnik zur Ausbreitung / Verteilung der Flüssigkeitsphase
 ②: Laserinduzierte Glühtechnik (LII) für 2D– Rußvolumenkonzentration
 ③: Laserinduzierte Fluoreszenz (LIF) für 2D– Verteilung des Kraftstoffdampfs
 ④: Eigenleuchten im sichtbaren Spektralbereich
 ⑤: Eigenleuchten im ultravioletten Spektralbereich

Über eine Spiegeltechnik, die durch das Kurbelgehäuse und die Öffnung des Kolbenhemdes gesteckt wird, können Reaktionen durch den Kolbenboden beobachtet werden. Seitlich, in Höhe des Feuersteges, kann ein Licht (auch Laser) eingespeist werden, oder es können eigene Reaktionen betrachtet werden. Die Beobachtung erfolgt in der Regel durch Erfassung der Signale mittels einer CCD– Kamera und einer Nachbearbeitung am Rechner.

Ein Beispiel für eine zeitsynchrone Erfassung ist in Abbildung 23 gezeigt. Der Vorteil einer zeitsynchronen Messung ist, dass neben der Einspritzung gleichzeitig Flüssigkeit und Dampf, einzelne chemische Partner der Verbrennung und Ruß betrachtet werden können. Ebenso wird das lokale Kraftstoff– Luftverhältnis (λ), die Rußbildung und Rußoxidation gleichzeitig beobachtet. Eine ergänzende Druckverlaufanalyse muss für die globalen Parameter jedoch noch ausgeführt werden.

2.4.2. Ergebnisse vom Einhubtriebwerk

Das Einhubtriebwerk ist im Gegensatz zum realen Motor schnell zu zerlegen und zu reinigen. Dadurch eignet es sich besonders für die rußende Verbrennung des Dieselmotors. Seine Flexibilität, jeden gewünschten Betriebspunkt (auch hohe Lasten und Drehzahlen) zu realisieren, ist ein Vorteil gegenüber dem realen Motor.

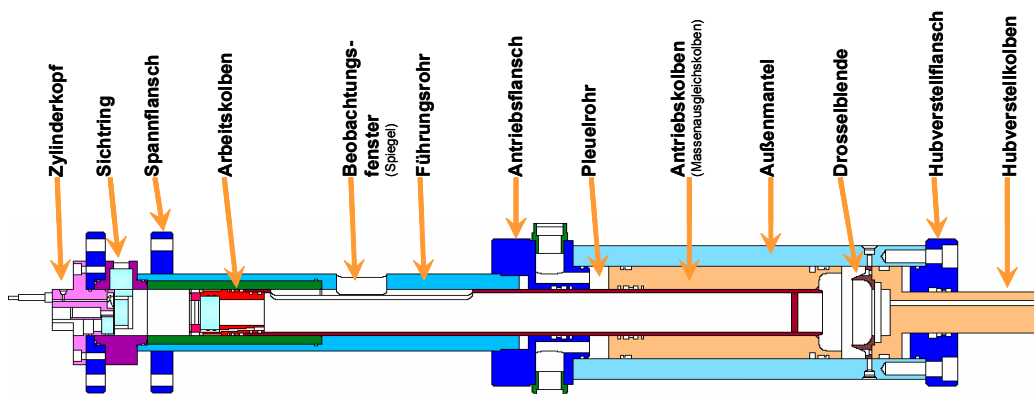


Abbildung 24: Schnittbild eines Einhubtriebwerkes /26/

Dadurch, dass der Kolben nicht über eine Pleuelwelle zwangsgesteuert wird und die gesamte Mechanik nur einen einzelnen definierten Hub durchführt, ist nicht exakt bekannt, welcher thermodynamische Zustand erreicht wird. Nur durch mehrfaches Messen wird irgendwann genau die Bedingung erreicht, die von Interesse ist.

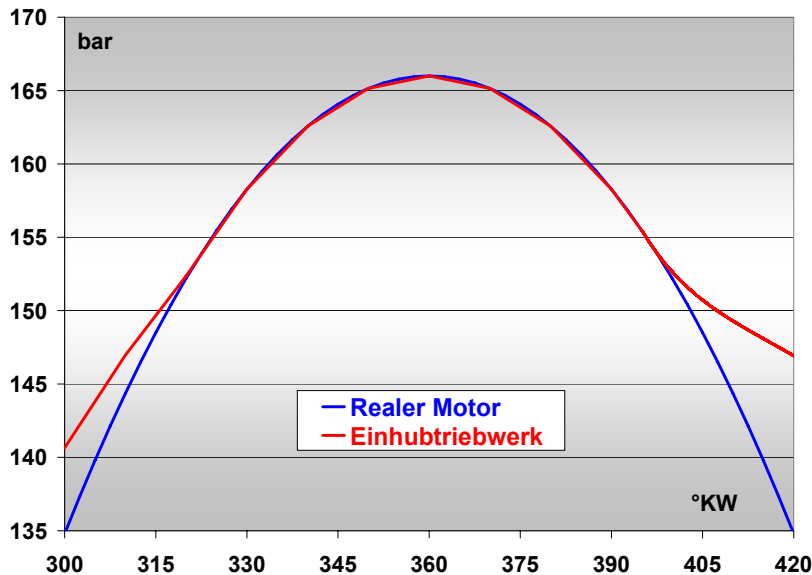


Abbildung 25: Abweichung der Pleuelbewegungen Einhubtriebwerk zum realen Motor

Eine wichtige Anmerkung bei Einhubtriebwerken ist, dass der Pleuelhub nicht den Gesetzen der Kinematik (Pleueltrieb) gehorcht (Abbildung 25). Es handelt sich hier um eine Freiflugbewegung (hydraulisch gedämpft). Dadurch stimmt der Hubverlauf nur in einem sehr kleinen Zeitfenster, aber genau zur Strahlausbreitung und zur Verbrennung sind Druckverlauf von realem Motor und Einhubtriebwerk übereinstimmend.

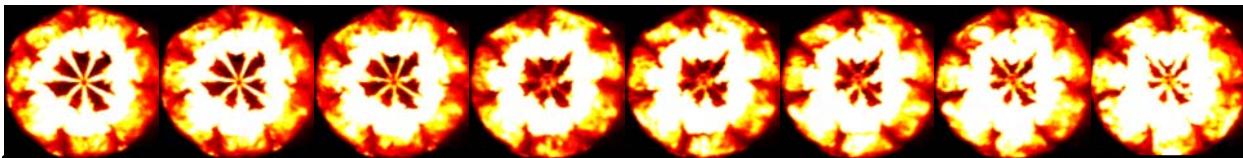


Abbildung 26: Betrachtung der Einspritzung (glühender Ruß beim Nadelschließen) /24/

Mit einem Einhubtriebwerk gewonnene Ergebnisse erlauben Rückschlüsse nicht nur auf die Einspritzung, sondern auch auf die Verbrennung. Auch hier sind zeitsynchrone Messungen möglich (Abbildung 26).

2.5. Weitere motorische Randbedingungen

Neben der Einspritzung müssen weitere wichtige Daten über den Zustand der Luft ermittelt werden. Dazu zählt einerseits die Ermittlung der Luftbewegung (Drall und/oder Tumble), andererseits der Zustand der Luft (Druck und Temperatur). Um dann die Mischung von Luft und Kraftstoff beurteilen zu können, muss noch eine anschließende Druckverlaufanalyse zur Ermittlung der Umsetzungsrate durchgeführt werden.

2.5.1. Ermittlung der Luftbewegung

Die Ursache für die Form der Zylinderinnenströmung liegt in der Ausformung des Ansaugkanals und der Anzahl der Einlassventile. Je nach Ausformung des Einlasskanals wird der Drall im Zylinderinneren ausgebildet. Weil die Ausformung nur an eine bestimmte Durchströmung ausgelegt wird, ist die Zylinderinnenströmung nicht bei jedem Betriebspunkt optimiert. Die Einlasskanäle werden grundsätzlich unterschieden durch zwei Kanalformen.

Durch Ausbildung der Kanalform (Abbildung 27, ①) als Schnecke wird die Luft um das Einlassventil herum gezwungen, so dass ein Luftwirbel schon im Einlasskanal generiert wird. Deswegen wird dieser Kanal auch Drallkanal genannt. Dieser Drall bleibt bis in den Zylinder bestehen. Der Füll- oder Schusskanal (27, ②) ist relativ gerade und einfach ausgeführt. Der Drall entsteht erst durch die Strömung der Luft, die in den Brennraum schießt und den Drall aufbaut, indem sie an der Laubuchse umgelenkt wird. Die Intensität des Dralles ergibt sich aus der Strömungsrichtung und Geschwindigkeit der Luft.

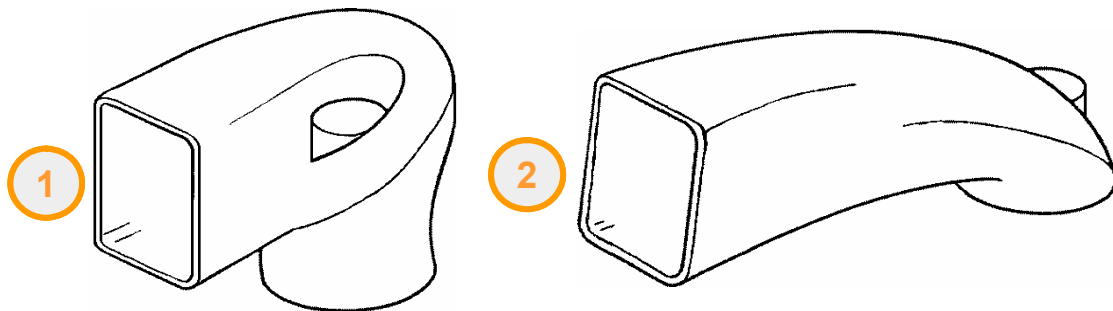


Abbildung 27: Drallkanalformen
 ①: Drallkanal
 ②: Füll- oder Schusskanal

Für einen Vierventilmotor kann durch geeignete Auswahl der Kanalformen, wobei in der Regel beide Arten miteinander kombiniert werden, ein Drall auf- oder abgebaut werden. Eine weitere, jedoch nicht drosselverlustfreie Möglichkeit besteht darin, Klappen in den Einlasskanal zu integrieren, die je nach Betriebspunkt eines der beiden Ventile beeinflusst. Die Messungen hierzu werden bei der MAN in einem Drallmessprüfstand durchgeführt, in dem mit einer konstanten Geschwindigkeit am Ende der Laubuchse Luft abgesaugt wird. Die Geschwindigkeit entspricht in etwa der mittleren Kolbengeschwindigkeit von 10 m/s. Der durch die Kanalform entstehende Wirbel wird in Funktion verschiedener Ventilhuber mittels eines Flügelradanemometers in einem definierten Abstand vom Zylinderkopf erfasst. Die Drehfrequenz des Flügelrades wird dann als MAN- Drallzahl bezeichnet. Liegen die Drallzahlen bei EURO 0 bis EURO 2 Motoren bei deutlich über 100 Hz (110 ... 140 Hz), so liegen sie bei heutigen Motoren bei ca. 30 bis 60 Hz.

Die Luftbewegung innerhalb des Zylinders hat einen Einfluss auf die Verbrennung. Die Energie der Luftbewegung hilft weniger bei der Zerstäubung, jedoch stark bei der Verdampfung und der Verbrennung. Die Verbrennung benötigt frische, unverbrannte Luft, die durch die Zylinderinnenströmung dem Einspritzstrahlrand, in dem die Verbrennung stattfindet, zugeführt wird. Eine

exakte Abstimmung des Dralls auf die gegebenen Verhältnisse von Einspritztechnik und Brennraumgeometrie ist zur Zeit nur rein empirisch (in der Regel erst am Motorprüfstand) möglich, und die Ergebnisse zeigen sich erst an dem Motor, an dem die Emissionen gemessen werden. Natürlich können Strömungssimulationen durchgeführt werden, wobei noch der Bezug zu den Emissionen, die heute sehr stark bewertet werden, fehlt. Hier stehen vollständig modellierte Verbrennungsabläufe noch nicht zur Verfügung.

Für die Energie, die durch die einströmende Frischluft in den Brennraum gebracht wird, gilt als Kenngröße der Drall. Die Drallzahl gibt es in unterschiedlichen Definitionen (im Folgenden die gebräuchlichsten):

- die MAN Drallfrequenz
- die Tippelmannzahl
- die Drallzahl bzw. Drallziffer

Eine ausführliche Umrechnung zwischen MAN Drall und Drallziffern bzw. Drallzahlen wurde von Frank /73/ durchgeführt. Ein exakter Vergleich ist jedoch schwer möglich, weil die Messkonditionen nicht genau definiert sind. Im Allgemeinen wird versucht, die Drallzahl über eine rein stationäre Messung der Strömung durch die Ventile zu ermitteln. Eine Umrechnungsvorschrift für die MAN Drallzahl und der Drallziffer ist in Anhang 8.2 nachzulesen.

Viel Drall bedeutet, eine Verwehung der Nachbarflamme in den Strahl, wodurch viel Ruß entsteht. Wenig Drall bedeutet, dass keine Verwehung stattfinden kann und dementsprechend wird der Verbrennung weniger Frischluft zugeführt. Also wäre ein Drall wünschenswert, der sich je nach Kennfeldpunkt variieren ließe. Für ein CR– Einspritzsystem gibt es im unteren Drehzahl– und Lastbereich einen Vorteil gegenüber einemnockengesteuerten Einspritzsystem: der Einspritzdruck kann frei gewählt werden.

2.5.2. Druck– Verlauf– Analyse

Um Aussagen über die Verbrennung eines direkteinspritzenden Dieselmotors treffen zu können, werden eine Reihe von Größen erfasst, die helfen sollen, Rückschlüsse auf die Verbrennung zuzulassen. Die Messwerte beschreiben zum einen den Zustand der Eingangsgrößen von Verbrennungsluft und eingesetztem Kraftstoff. Zum anderen soll über Verläufe von Zylinderdruck, Einspritzleitungsdruck und Düsennadelhub (mindestens einmal pro Grad Kurbelwinkel ($^{\circ}$ KW) aufgezeichnet) versucht werden, Zustandsänderungen zu erfassen. Zustandsgrößen und Signalverläufe sind Grundlage einer Zylinderdruckauswertung (/74/ bis /78/). Es werden folgende Werte erfasst und beurteilt:

Energien:

- Chemisch durch: Kraftstoff (dQ_B) und Schmierstoff
- Mechanisch: über den Kurbeltrieb ($dW_{\text{kurbeltrieb}}$)
- Thermodynamisch: Wärme an Wand, Kolben und Zylinderkopf (dQ_{KW})
- Zylinderinnendruck
- Luft
- Abgasrückführung

- o Restgas

Impulse:

- o Zylinderinnenströmung (u): Drall und Tumble, Mikrowirbel
- o Tropfen des Einspritzstrahles

Massen:

- o Zylinderfüllung (p , m_{Luft})
- o Frischluft (m_E)
- o Abgasrückführung (m_{AGR})
- o Restgas (m_R)
- o Abgas (m_A)
- o Blowby⁶
- o Brennstoff (m_B)
- o Luftverhältnis (λ)
- o Schmierstoff (m_S)

Ein grafisches Schaubild der Verbrennung, die in dem „System Brennraum“ stattfindet, ist in Abbildung 28 dargestellt /74/.

Um über die Beschaffenheit der Saugluft und des eingespritzten Kraftstoffes Aussagen treffen zu können, werden die Aggregatzustände erfasst. Hierzu zählen bei der Luft:

- o Feuchtigkeit
- o Druck
- o Temperatur
- o Volumenstrom

und beim Kraftstoff:

- o Dichte bei 15°C
- o Temperatur vor Einspritzpumpe

6 Blowby \triangleq Druck- bzw. Massenverluste an den Kolbenringen

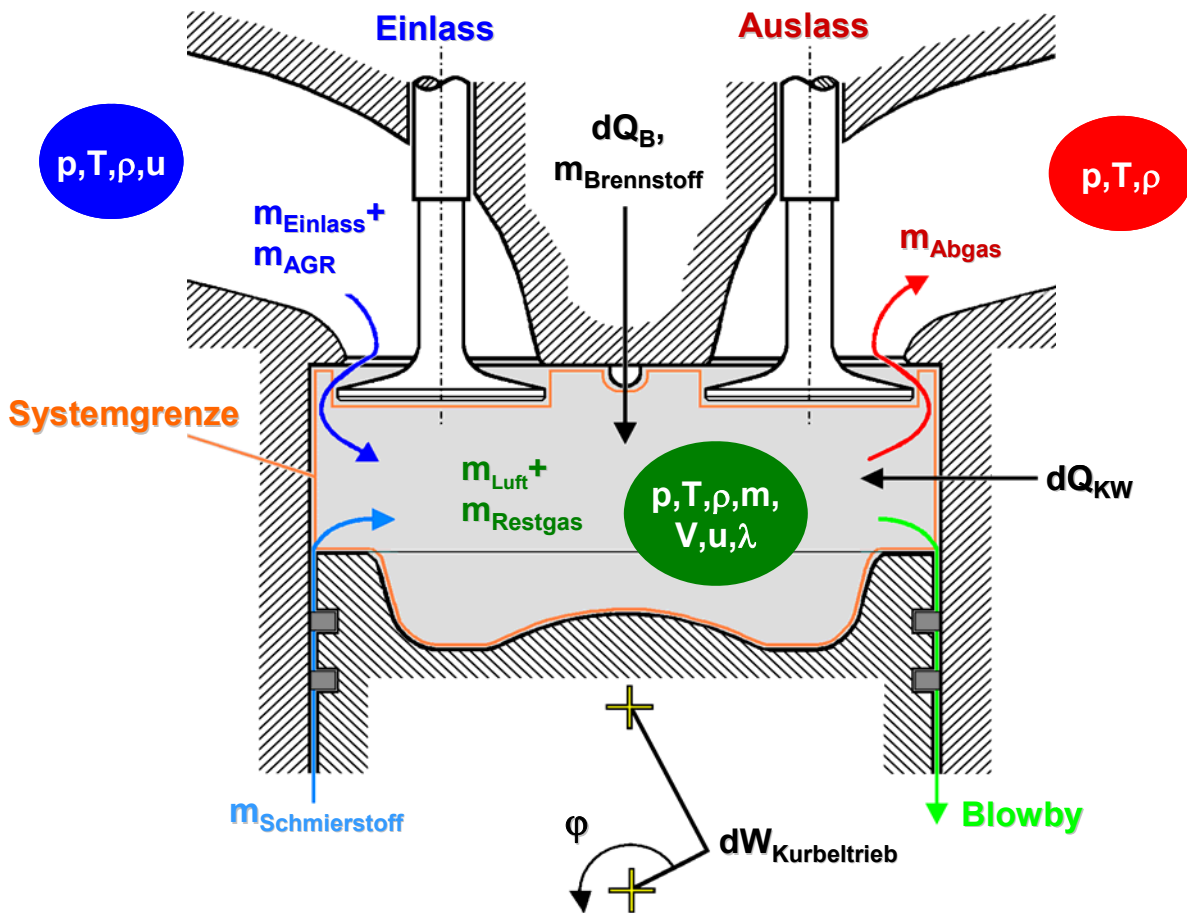


Abbildung 28: Am Verbrennungsprozess im Dieselmotor beteiligte Vorgänge

Das eigentliche Ergebnis der Auswertung des indizierten Druckverlaufes (siehe Anhang 8.1) ist beim direkteinspritzenden Dieselmotor, dass die Energie ΔQ einer Kraftstoffmenge ΔB gleichgesetzt werden kann:

$$\Delta B = \frac{\Delta Q}{H_U} \quad (5)$$

mit H_U Heizwert des eingespritzten Kraftstoffes

Die Kraftstoffmenge erhöht beim direkteinspritzenden Dieselmotor die Zylinder­masse, wodurch sich infolge der Verbrennung der Gesamtluftüberschuss reduziert. Der Gemisch ansaugende Ottomotor hat keine Massenzunahme. Bei ihm ändert sich lediglich das Verhältnis von unverbrannter zu verbrannter Masse.

3. Standard– Vorgehen zum Starten der 3D– Simulation

Im Folgenden ist der bisherige Weg beschrieben, einen Motorbetriebspunkt zu untersuchen. Im Laufe der Entwicklungsarbeit am Prüfstand werden immer wieder Betriebspunkte ausgewählt, an denen das Zusammenwirken aller eingesetzten Maßnahmen geprüft wird. Einige Maßnahmen seien hier aufgezählt:

- das Aufladsystem (mit Ladedruck und Ladelufttemperatur)
- die Einlasskanalform und die Brennraumform
- die Einspritzdüse (z.B. hydraulischer Durchfuß, Schirmwinkel, Anzahl der Düsenlöcher, Düsenlochlänge und Düsenlochdurchmesser)
- der Einspritzdruck und die Art der Einspritzung (nur Haupteinspritzung oder eine Einspritzung mit Vor– oder Nacheinspritzung)

Alle Maßnahmen beeinflussen das Motorergebnis. Stellt sich jetzt ein Motorergebnis ein, dass sich nicht mit der Erfahrung oder der Erwartungshaltung der Verbrennungsauslegung klären lässt, wird dieser Betriebspunkt näher untersucht. Um die Interaktion von Einspritzstrahl, Geometrie und der Ladeluft bessere verstehen zu können, wäre eine optische Untersuchung notwendig. Diese kann jedoch nicht an einem Serienmotor durchgeführt werden. Stattdessen wird versucht, mit Hilfe der 3D– Simulation den Betriebspunkt nachzurechnen und die Ergebnisse zu visualisieren.

Die am Motor eingesetzten Maßnahmen und die Motorergebnisse müssen auf die Simulation übertragen werden. Im Messprotokoll stehen die Standard– Ergebnisse und –Parameter, wie sie für eine normale Auswertung immer benötigt werden. Um eine 3D– Simulation durchführen zu können, werden noch weitere Daten zur exakten Bestimmung der Randbedingungen notwendig. Diese werden aus einer Druckverlaufanalyse gewonnen, wodurch sich der Datensatz um ein deutliches Maß vergrößert.

Der Datensatz mit allen Ergebnissen und Parametern wird bei jeder Untersuchung von neuem erstellt, weil Datenbanken für diese Anwendungen noch nicht zur Verfügung stehen. Bei der Erstellung kommt es nicht selten vor, dass auf wichtige Daten nicht in digitaler Form zugegriffen werden kann.

Nach einer Indizierung und der Datenbeschaffung werden die Daten konvertiert und der Druckverlaufanalyse zugeführt, die die meisten Randbedingungen klären (siehe 2.5.2) kann. Somit liegt bezüglich der Masse Luft im Zylinder und den damit verbundenen Fragen des Zustandes kein Problem vor.

Sollte eine Messung vom Einspritzpumpenprüfstand (siehe 2.2) vorliegen, so ist ebenfalls die Einspritzrate bekannt. Andernfalls verbleibt dem Anwender nur die Möglichkeit, den Einspritzverlauf abzuschätzen oder synthetisch zu generieren.

Danach kann die Umsetzungsrate von Kraftstoff und Luft (der Brennverlauf oder das Heizgesetz) aus der Messung berechnet werden.

Liegen alle Randbedingungen vor, so wird eine 3D– Simulation mit dem Ziel der Visualisierung der Verbrennung durchgeführt. Jedoch schleichen sich bei der Bearbeitung solch großer Parametersätze immer wieder Fehler ein, die erst in der abschließenden 3D– Simulation beim Vergleich des indizierten Druckverlaufes mit dem berechneten Druckverlauf auffällig werden. Also werden die Parameter modifiziert und die 3D– Simulation wird erneut durchgeführt. Diese Schleife wiederholt sich so oft, bis der Anwender im Vergleich von Messergebnissen zu den erzielten Simulationsergebnissen keine Nennenswerten Differenzen mehr feststellen kann.

Offensichtlich ist jedoch auch, dass die vertretbare Anzahl der zeitaufwendigen 3D– Simulationsschleifen zu hoch ist. Zwar hilft die Erfahrung des Anwenders, die Anzahl der Schleifen zu reduzieren, aber diese Erfahrung sorgt auch dafür, dass eine 3D– Simulation nicht von einem Motorentwickler, sondern nur von einem Spezialisten durchgeführt werden kann. Der Spezialist bedient sich dabei selbst geschriebener Routinen oder Tabellenkalkulationen, die sich im Laufe der Zeit ständig ändern oder gar veralten. Darüber hinaus sind selbst geschriebene Hilfsprogramme schlecht dokumentiert und können mangels Fachwissen von anderen Anwendern nicht mehr nachvollzogen werden. Mit diesen subjektiven Abbildungen ist sichergestellt, dass eine verbreitete Anwendung von so komplexen Simulationen nicht stattfinden wird.

3.1. Datenimport (Prüfstand, Umrechnung, Fehlermöglichkeiten)

Bei der Betrachtung eines Messprotokolls muss unterschieden werden in:

- allgemeine Motorparameter (alle Daten, unabhängig von Last und Drehzahl), z.B.:
 - Hub, Bohrung, Pleuelstichmaß, Spaltmaß
 - Verdichtungsverhältnis
 - Zylinder- und Arbeitspielanzahl
 - Kolben- und Zylinderoberfläche
 - Kraftstoffdaten (Heizwert (H_U), stöchiometrische Mindestluftbedarf (L_{min}), Dichte)
 - ...
- allgemeine Einspritzparameter, z.B.:
 - Düsenlochlänge
 - Lochanzahl
 - Lochdurchmesser
 - Injektortyp
 - ...
- Spezifische Daten, die sich durch Einstellen der Drehzahl und Last verändern, wie:
 - abgegebene Motorleistung
 - Temperaturen
 - Massen von Luft und Kraftstoff
 - Luftdichte
 - Luftverhältnis
 - Einspritzzeiten
 - ...
- Weitere Daten werden als Rechenwerte geführt.

Problematisch bei der Übertragung dieser Daten vom Motorprüfstand in die 3D– Simulation ist die praxisnahe Anwendung. Die Messungen werden durchgeführt, aber weil der Motorentwickler die 3D– Simulation nicht selber durchführen kann, werten Spezialisten die Messung

zeitverzögert aus. Ein automatisierter Zugriff auf die Daten ist zurzeit noch nicht möglich, und so wird ein Teil der gemessenen Daten von Hand in die 3D– Simulation übertragen, und dabei treten neben den Schreibfehlern immer wieder eine Reihe weiterer Übertragungsfehler auf:

- Ablesefehler am Prüfstand
- fehlende Parameter, die auch nachträglich nicht mehr errechnet werden können
- unterschiedliche Benennung von Messkanälen
- unterschiedliche Softwarestände am Prüfstand und bei der Auswertung
- Umrechnung der Einspritzmasse von mm^3/Hub über ml auf mg
- Umrechnung Einspritzmasse (Vollmodell) auf ein Strahlsegment
- Umrechnung der Einspritzzeiten von °KW auf ms und zurück

Alle Fehler wirken sich auf die Qualität der Ergebnisse und damit die Aussagekraft aus, wobei einige Fehler sehr starke, leicht erkennbare Auswirkungen (Einspritzmasse) und andere sehr kleine Auswirkungen (Temperatur im UT) haben. Dies bedeutet: ein Grund, eine Zylinderdruckanalyse nach der Indizierung anzustreben, ist, die Übertragungsfehler schneller zu eliminieren.

3.2. Einfache Druckverlaufanalyse

Eine Druckverlaufanalyse wird durchgeführt, um die Verbrennung genauer zu untersuchen, denn unter bestimmten Randbedingungen stellt sich eine Verbrennung ein, deren Güte heute hauptsächlich anhand der Emissionen beurteilt wird. Dabei stellt sich immer wieder die Frage nach der idealen Verbrennung. Anhand folgender Betrachtungen lässt sich leicht erkennen, dass es die ideale Verbrennung nicht geben wird. Die Überlegungen beziehen sich auf einen Motor mit derselben Einspritzausrüstung.

- Die Verbrennung mit dem besten Wirkungsgrad wird sicherlich die Verbrennung sein, deren Zündbeginn im OT liegt und deren Druckanstieg sehr hoch ist. Ihr Druckmaximum liegt kurz nach OT. Der Brennverlauf zeigt eine ausgeprägte Vorverbrennung und eine späte Sekundärverbrennung.
- Eine Verbrennung mit geringer Geräuschentwicklung wird diejenige sein, die in der ersten und zweiten Ableitung nicht erheblich von einer Schleppkurve abweicht. Ihr Druckmaximum liegt nahe am OT, und der Brennverlauf weist fließende Übergänge zwischen Primär- und Sekundärverbrennung auf.
- Im Sinne von einem NO_x -Minimum wird eine Verbrennung mit sehr spätem Einspritzbeginn eingestellt sein. Sie wird aber gleichzeitig mit einer steigenden Rauchentwicklung und hohem Verbrauch verbunden sein. Ihr Druckmaximum liegt im OT, weil es eigentlich das Maximum eines Schleppbetriebes darstellt. Die Verbrennung setzt derart spät ein, dass die Drucksteigerung nicht mehr über das Maximum im OT steigt. Die erste Ableitung weist zwar deutliche Druckanstiege aus, jedoch ist das absolute Maximum im OT, wie es beim Schleppbetrieb typisch ist. Die zweite Ableitung jedoch weist weiterhin markante Anstiege aus.

Für eine Motorindizierung wird der Motor in thermische Beharrung gebracht, bevor die Messdaten erfasst werden. Die thermische Beharrung ist besonders für Zylinderdruckindizierungen über mehrere Zyklen wichtig, weil sich Wärmeübergangsprozesse, genauer Wandtemperaturen, erst nach Minuten eingestellt haben. Eine Kontrolle, ob sich der Motor im thermischen Gleichgewicht befindet, bietet die Analyse des indizierten Mitteldruckes (p_{mi}) der einzelnen Zyklen. Wenn der indizierte Mitteldruck bis auf geringe Zyklusschwankungen konstant ist, kann von thermischem Gleichgewicht gesprochen werden.

Ein indizierter Druckverlauf besteht beim direkteinspritzenden Dieselmotor aus einer Mittelung von mehreren Druckverläufen, um zyklische Schwankungen, z.B. durch Regelschwankungen des Förderbeginnes der Einspritzpumpe oder des CR– Systems, zu unterdrücken. Mittels schneller Indiziergeräte werden für jeden °KW die Daten aufgezeichnet. Um jedoch ein Signal, das alle 1,0 °KW eine Änderung erfährt, so aufzulösen, dass es beurteilt werden kann, ist hier die Regel der Messtechnik anzuwenden, dass das Signal zehn mal schneller aufgenommen werden muss – also mit 0,1 °KW. Damit ergeben sich 7200 Wertepaare für die Aufzeichnung eines Signals wie den Zylinderdruck.

Die Druckverlaufanalyse untersucht streng genommen den Unterschied zwischen einer berechneten Schleppkurve⁷ und dem indizierten Druckverlauf. Die Ursache für die Abweichung zwischen diesen beiden Kurven ist die Energieeinbringung, also die Kraftstoffeinspritzung, und die daraus resultierende Energieumsetzung. Diese Umsetzung wird betrachtet, indem die bekannte eingebrachte Kraftstoffenergie zu 100 % gesetzt wird. Danach wird berechnet, wieviel Kraftstoff tatsächlich umgesetzt wird. Von besonderem Interesse sind für den Verbrennungsentwickler die Punkte 5%, 50% und 95% der indizierten Energieumsetzung. Neben der Energiebilanz, die auch die über die Brennraumwände abgeführte Wärme (dQ_{KW}) nach Woschni betrachtet, sind weitere wichtige Daten der gesamte Wirkungsgrad (η_{ges}) und die abgegebene indizierte Leistung (p_{mi}).

Weil die Auswertungen selten zeitgleich zu den Messungen durchgeführt werden, ist ihre Interpretation in Bezug auf Messfehler sehr schwierig – in der Regel ist die Messvorrichtung oder gar der Motor wieder einer anderen Anwendung zugeführt. Folgende Messfehler (Abbildung 29) können auftreten /79/:

7 Schleppkurve: früher wurden an dieser Stelle Auslaufkurven indiziert, und dabei wurde der erste nicht gefeuerte Zylinderdruckverlauf ausgewertet.

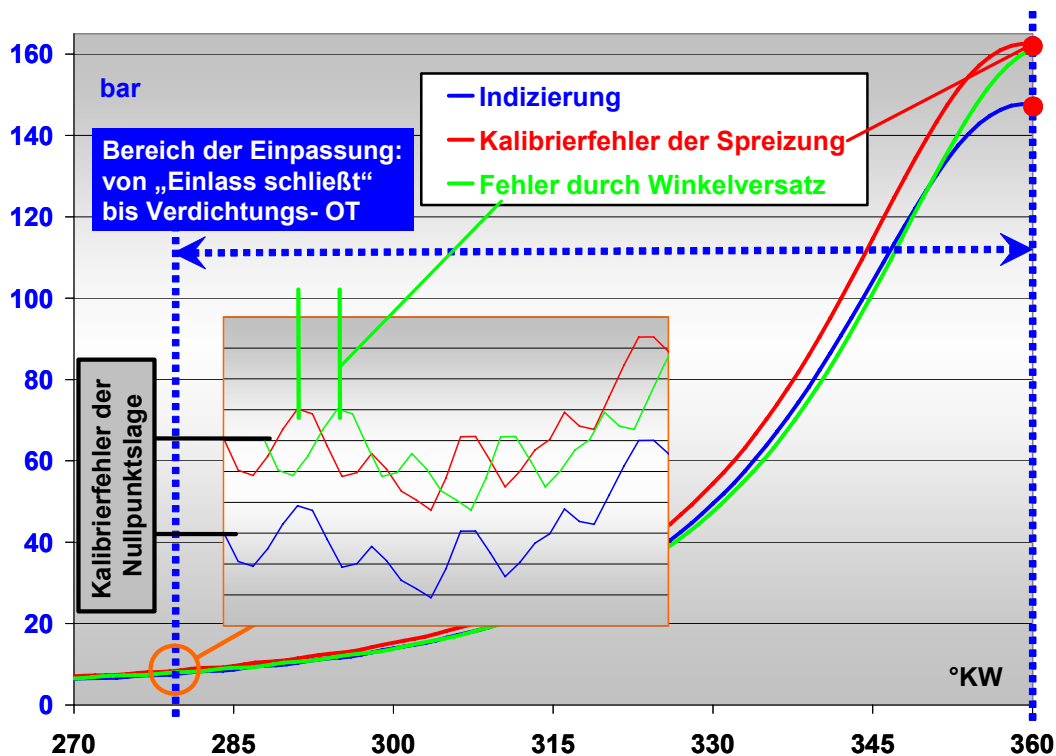


Abbildung 29: mögliche Fehler bei der Nachbildung eines Zylinderdruckverlaufes

- o Nullpunktfehler durch falsche Kalibrierung
Die gesamte Druckkurve hat einen leichten „Offset“ (Ordinate) sowohl im Niederdruckbereich als auch im Hochdruckbereich. Dieser Fehler lässt sich leicht mathematisch korrigieren, indem der „Offset“ auf alle Druckwerte addiert wird.
- o Versatz in der Zuordnung von mechanischem OT und Winkelmarken
Die gesamte Kurve weicht um einen kleinen „Offset“ (Abszisse) sowohl im Niederdruckbereich als auch im Hochdruckbereich ab. Auch dieser Fehler lässt sich leicht mathematisch korrigieren, indem der „Offset“ auf alle °KW addiert wird.
- o Fehler in der Verdichtungsphase (Spreizung⁸)
Dieser Fehler mit sehr weit reichenden Folgen tritt sehr häufig auf, ist aber nicht einfach zu erkennen.

Lassen sich die Fehler der Nullpunktlage über Ladedruck, bzw. Temperatur der Ladeluft und Masse Luft im Zylinder und des Winkelversatzes mittels einer Schleppkurve durch nachträgliche Berechnungen eliminieren, ist die Frage der Spreizung nicht eindeutig zu klären. Ein Teil der Spreizung kann auch in einem falsch vorgegebenen Verdichtungsverhältnis liegen. Hier ist eine genauere Analyse notwendig, die die Frage nach dem Verdichtungsverhältnis exakt klären kann.

8 Spreizung: in diesem Zusammenhang wird der Begriff Spreizung für die Zuordnung von gemessenem Zylinderdruck und dem Stromsignal des Druckquarzes verwendet

Die Druckverlaufanalyse sollte nach einer Indizierung grundsätzlich durchgeführt werden, weil dort die meisten Fehler der Indizierung erkannt und behoben werden. Erst der korrigierte Druckverlauf, der als Ergebnis dieser Analyse zur Verfügung gestellt wird, sollte zum Vergleich mit den Ergebnissen einer 1D– bzw. 3D– Simulation betrachtet werden.

3.3. 3D– Simulation mit Standardparametern

Zunächst eine kurze Beschreibung der wichtigsten Eingabe– und Berechnungsgrößen in einer 3D– Simulation /37/.

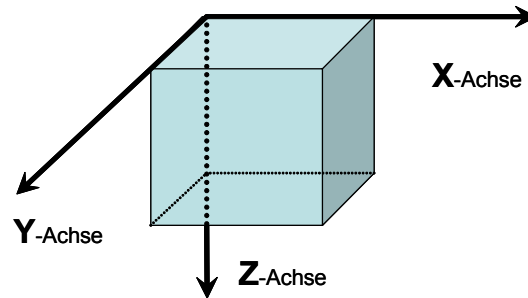


Abbildung 30: differentielle Berechnungszelle

In einer differentiell kleinen Berechnungszelle gelten folgende Feldgrößen:

Druck	$p(t)$	Temperatur	$T(t)$
Dichte	$\rho(t)$	Geschwindigkeiten	$\vec{U}(t)$.

Feldgrößen sind physikalische Eigenschaften des umgebenden Raumes. Sie müssen über die Zeit veränderlich betrachtet werden. Für jede Berechnungszelle gilt weiterhin:

Kontinuitätsgleichung:

- Die Masse in der Berechnungszelle ist während des Berechnungszeitschrittes konstant:

$$\frac{d}{dt}(\delta m) = 0 \quad (6)$$

Impulsgleichung:

- Die Summe der Impulse setzt sich aus Kräften zusammen:

$$\frac{d}{dt}[(\delta m) \cdot (U_j)] = \sum (O_j) + (M_j) + \frac{d(I_j)}{dt} \quad (7)$$

mit	m	Massen
	U_j	Geschwindigkeiten
	O_j	Oberflächenkräfte
	M_j	Massenkräfte
	I_j	Kräfte aus der Molekularbewegung

Molekularbewegung:

- Zusätzlich verursacht die Molekularbewegung einen Transport von:

- Wärme
- Massen und
- Stoffen.

Für eine 3D– Simulation mit Strahlausbreitung und Verbrennungsrechnung sind die Zellen als Netz innerhalb der Geometrieoberfläche vorgegeben. Die Strömung findet statt, indem nach jedem Zeitschritt die Information der einen Zelle in die benachbarte transportiert wird. In der Regel ist die Zellengröße nicht größer als $1*1*1 \text{ mm}^3$. Die Zellen sollten auch nach einer durch die Kolbenbewegung hervorgerufenen Deformation nicht kleiner als $1*1*0,1 \text{ mm}^3$ werden.

Eine 3D– Simulation basiert auf der Berechnung von volumenorientierten Gittern. Zunächst werden die in CAD konstruierten geschlossenen Oberflächen (Abbildung 31) in das für das 3D– Programm zuständige Pre– Processing importiert. Dann wird entweder von Hand (meistens mehr Zeitaufwand bei deutlich besserer Netzqualität) oder mittels einer automatischen Vernetzung (in der Regel schneller) das Volumengitter in das Oberflächennetz eingepasst. Je nach Programm gehen dabei Informationen durch den Import der Oberfläche verloren. In die komplette Geometrie, bestehend aus:

- o Zylinderkopf,
- o Ventilsitzgeometrien,
- o vier Ventilen,
- o Zylinderkopfdichtung,
- o Laufbuchse,
- o Feuersteg,
- o Kolbenkrone mit vier Ventiltaschen und
- o Brennraummulde

werden Zellen mit einer ausreichenden Genauigkeit von ca. 1 mm Kantenlänge gelegt. Die Oberfläche ist aber bei z.B. 0,8 mm Spaltmaß⁹ schlecht oder überhaupt nicht abgebildet. Deswegen wird in sehr engen Spalten der Geometrie die Kantenlänge reduziert, und die Geometrie wird besser nachgebildet. Es bedeutet allerdings auch, dass die Anzahl der Volumenzellen und damit die Rechenzeit zunehmen.

Im Folgenden wurde der MAN Dieselmotor D2876 (Abbildung 31) betrachtet /80/:

Kolbendurchmesser	128 mm
Kolbenhub	166 mm
Verdichtungsverhältnis ϵ	17,50 nominell aus Kolbenzeichnung 17,15 nach CAD– Daten
Hubvolumen	2,136 l
Brennraumvolumen	112,07 mm^3
Spaltmaß	0,8 mm

9 Spaltmaß \triangleq Abstand des Kolbens im OT zum Zylinderkopf

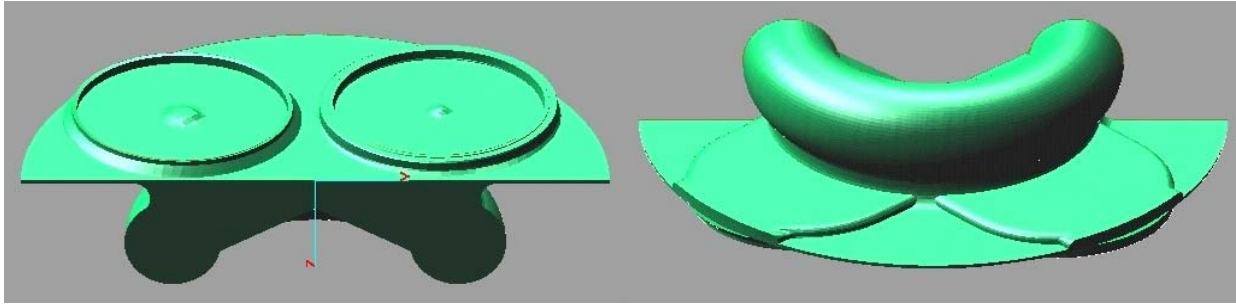


Abbildung 31: Aus CAD– Daten gewonnene Oberfläche zur Vernetzung des 3D– Gitters
 Links: Zylinderkopf und Ventilsitzen, bestehend aus zurückgezogenen Ventilen und Ventilsitzringgeometrie
 Rechts: Ventiltaschen in Kolbenkrone und Brennraummulde

Um jedoch Ergebnisse in kürzeren Zeitabständen zu erhalten, wird versucht, die dieselmotorische Verbrennung in der 3D– Simulation nur innerhalb eines Strahlsegmentes zu berechnen. Typischerweise werden Strahlsegmente von Düsen mit fünf bis neun Strahlen gebildet. Dabei wird die komplexe Geometrie von Ventiltaschen und –Nischen vernachlässigt, weil der gewählte Schnitt nicht symmetrisch in die Ventilgeometrie einzupassen ist. Um jedoch das gleiche Verdichtungsverhältnis des realen Motors wiederzugeben, muss ein zusätzliches Korrekturvolumen (Abbildung 32) berücksichtigt werden.

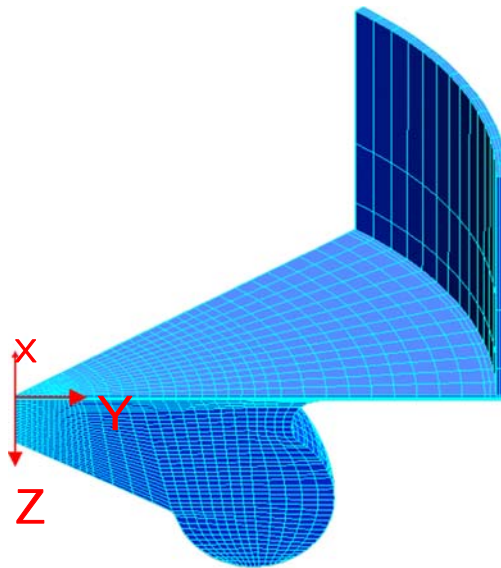


Abbildung 32: Auf ein Strahlsegment reduziertes 3D– Berechnungsgitter mit Verdichtungsverhältnisausgleich – Kolben steht im OT

Diese Geometrie lässt sich sehr einfach von Hand erstellen und hat deswegen die besten Voraussetzungen für eine stabile Berechnung /81/ und /82/. Hat eine Geometrie mit der komplexen CAD– Oberfläche eine Zellenzahl von bis zu 3,5 Mio. Zellen, kann eine optimierte Geometrie eines Strahlsegmentes einer 7– Lochdüse mit ca. 70.000 Zellen auskommen. Diese Reduktion um den Faktor ≈ 50 bedeutet auch eine Reduktion der Rechenzeiten von 2 Tagen auf 1 Stunde.

Für die Luftbewegung, die durch das Einströmen über die Ventile entsteht, wird in dieser Vereinfachung ein Festkörperwirbel mit einer berechenbaren Drehfrequenz berücksichtigt. Es wird bei der Dieselerverbrennung vereinfachend vorausgesetzt, dass sich die Luftbewegung bis zum

Einspritzzeitpunkt derart verändert hat, dass ohnehin nur die Luftbewegung um die Zylinderachse verbleibt. Andere Strömungseffekte werden nicht berücksichtigt.

3.4. Anpassung Masse Luft

Wird, wie in Abbildung 33, ein Verbrennungsdruckverlauf betrachtet, dessen Einspritzzeitpunkt nach dem OT liegt, fällt es leicht über den Einfluss der Verdichtungskurven zu diskutieren. Andernfalls ist es notwendig, den Motor im Schleppbetrieb zu indizieren oder zylinderselektiv die Einspritzung zu unterbinden. Allerdings ist hier die Einspritzung nur so kurz zu unterbrechen, dass sich kein anderer Betriebspunkt einstellt. Schlimmstenfalls wird statt eines 6– Zylinder Motors ein 5– Zylinder Motor indiziert. Im Vergleich zur Indizierung (33, schwarz) fällt auf, dass die mittels 3D– Simulation berechnete Verdichtungskurve (33, grün) 155,8 bar statt 147,7 bar indiziert aufweist, also über 5% Differenz. Das übliche Vorgehen ist, dass an dieser Stelle die angesaugte Masse Luft wegen einer nicht durchgeführten Niederdruckverlaufanalyse korrigiert wird. Die Anpassung (33, cyan) ergibt, dass der Ladedruck minimal von 3,08 bar auf 2,92 bar reduziert werden muss.

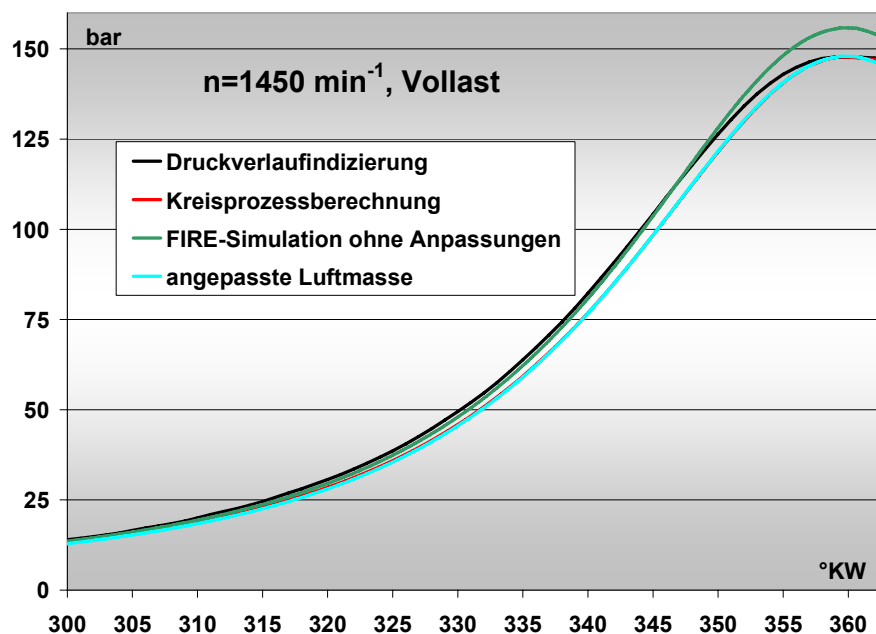


Abbildung 33: Vergleich von 1D– und 3D– Berechnungen mit einer Indizierung

Der Vergleich zwischen Indizierung und einer 1D– Simulation (33, rot) zeigt, dass diese Maßnahme den richtigen Druck im Verdichtungs– OT ergibt. Die 1D– Simulation und der angepasste Druckverlauf sind im Diagramm deckungsgleich.

3.5. 3D– Simulation mit veränderten Parametern

Liefert die 3D– Simulation durch Anpassung der Parameter für die Luft endlich den indizierten Verlauf $p(t)$, kann begonnen werden, die Parameter für die Einspritzung anzupassen. Durch Anpassung des Tropfenaufbruchs wird versucht, die Energieumsetzung der 3D– Simulation so zu gestalten, dass die indizierte Energieumsetzung (Heizverlauf) erreicht wird. Die Modellie-

Die Simulation des Kraftstoffaufbruchs muss sowohl den zeitlichen Verlauf der eingespritzten Kraftstoffmenge, als auch dessen Zerstäubung im Brennraum berücksichtigen. Der Kraftstoff bildet im Brennraum einen Strahl aus, der im Wesentlichen durch folgende Größen beschrieben werden kann:

- Tropfengrößen und deren Verteilung
- Impulse und das Eindringverhalten
- Luftdurchsetzung und Verdampfung

Von daher hat das Wissen über die Einspritzung einen hohen Stellenwert. Allerdings lässt sich die Anzahl von notwendigen 3D– Simulationsrechnungen mit der dazugehörigen Rechenzeit aufgrund der jetzt hinzukommenden Anzahl von freien Variablen ins Uferlose ausdehnen. Hier ist zu beachten, dass mit zunehmendem Grad der Detaillierung auch der Aufwand für die Simulation steigt. Das Verhalten gleicht einer stark steigenden Exponentialfunktion – lassen sich 80% der Erkenntnisse mit 20% Aufwand erreichen, so ist der letzte Rest der Erkenntnisse nur mit 80% Aufwand herauszuholen. Aber es darf nicht übersehen werden, dass die Programme nur Hilfsmittel bei der Motorentwicklung und kein Ersatz eines Motors sein können.

3.6. Darstellung Ergebnis Brennfleckuntersuchung

An den Brennraumwänden der Brennraummulde (siehe Abbildung 34) und auf der Kolbenoberfläche zeichnet sich auf Höhe der geometrischen verlängerten Strahlachse, jedoch vom Drall um 5 bis 10 Grad verweht, eine Ablagerung von Ruß und ein Einbrand auf der Kolbenoberfläche ab. Dieser Einbrand wird im Allgemeinen als Strahlauffreffpunkt bezeichnet.

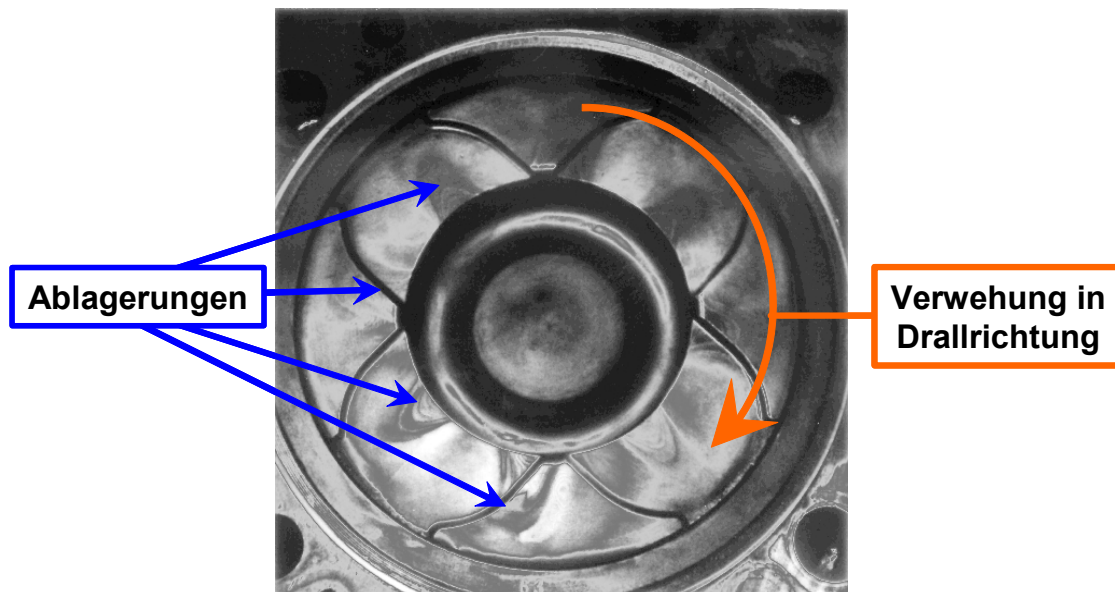


Abbildung 34: Ablagerungen der Verbrennung auf der Kolbenoberfläche

Die Frage ist: Lassen sich diese Ablagerungen mit einem CFD– Programm vorhersagen und kann erklärt werden, dass es sich um Abbildungen der Flammenfronten auf der Kolbenoberfläche (Brennflecken) und nicht um eingebrannte Kraftstofftropfen (Strahlauffreffpunkte) handelt?

Um den Effekt des Wandauftrags zu beschreiben, wurden folgende zwei Lastpunkte betrachtet:

Teillast	mit 569 Nm	n = 1450 U/min	EB 361,5 °KW	EE 375 °KW
Vollast	mit 2304 Nm	n = 1450 U/min	EB 357,0 °KW	EE 395 °KW

Der Einspritzstrahl ist so in das betrachtete 3D– Volumenmodell gelegt, dass der geometrische Auftreffpunkt in der Mitte des Strahlsegments liegt. Im betrachteten Modell verläuft die Luftströmung des Dralls mit dem Uhrzeigersinn. In allen Bildern ist das Volumenmodell in der Zylinderkopfebene und Draufsicht aufgeschnitten dargestellt. Im Volumen sind zwei Isoflächen¹⁰ mit verschiedenen Lambda (λ)– Werten zu erkennen. Die äußere umhüllende Isofläche hat $\lambda = 1,25$ (magere Verbrennung), die innere Fläche hat $\lambda = 0,95$ (fette Verbrennung). Die Grenzen von λ (0,95 und 1,25) wurden deshalb so gewählt, weil sich innerhalb der Isoflächen mit großer Wahrscheinlichkeit die Flammenfront befinden wird. Um die innere Fläche und den im Folgenden beschriebenen Effekt besser sichtbar zu machen, wurde die innere Fläche (fettes Gemisch) nochmals mit einem Versatz neben dem Brennraum gezeichnet.

Weil die Einspritzung mit Drall gerechnet wurde, sind die seitlich begrenzenden Flächen mit zyklischen Randbedingungen versehen, d.h. die Beeinflussung von Nachbarstrahlen wird prinzipiell mitgerechnet und auch dargestellt. Alle Isoflächen sind eingefärbt mit der an der Isofläche herrschenden lokalen Temperatur, wobei eine rote Farbe sehr heißen Verbrennungstemperaturen und blau den kalten Temperaturen (hier: Randbedingungstemperaturen von Kolben, Laufbuchse bzw. Zylinderkopf) entspricht. Der Temperaturbereich variiert von Bild zu Bild, um die jeweiligen maximalen Temperaturen der Verbrennung besser darzustellen.

Im Gegensatz zur bislang vertretenen Theorie zeigt die 3D– Simulation, dass Tropfen die Brennraumwand in diesem Motor (MAN D2876) mit CR– Einspritzung nicht erreichen und sog. Auftreffpunkte nicht existieren. Bei den Rückständen handelt es sich um Verbrennungsprodukte aus der Flammenfront. Es sieht so aus, als ob die Verbrennung einfriert. Dieser Vorgang lässt sich vergleichen mit dem Schwärzen von Gegenständen, die zu langsam durch eine Kerzenflamme gezogen werden.

10 Isofläche \triangleq Fläche gleicher Werte

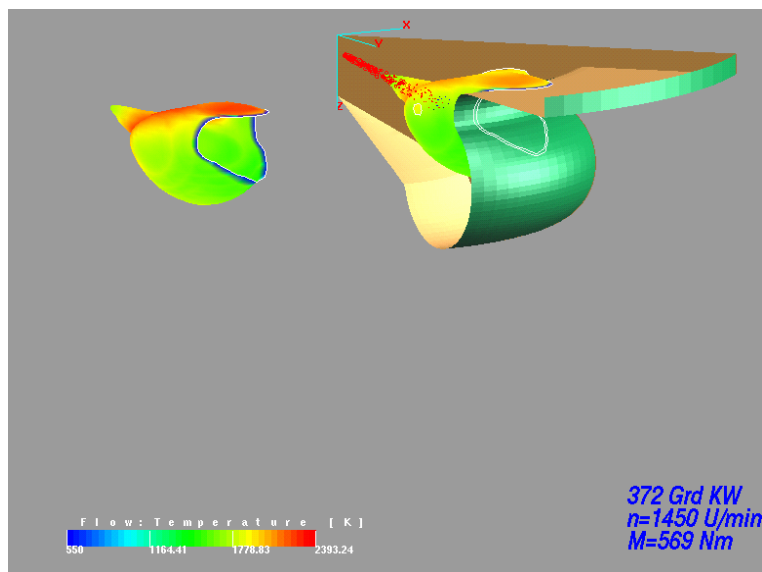
Teillast:

Abbildung 35: Teillastpunkt, 11 °KW nach Einspritzbeginn [372 °KW]

An der Spitze des Einspritzstrahles entsteht, vom Luftdrall abgeweht, auf der Leeseite ein zündfähiges Gemisch. Nach der Zündung wird die Flamme, wie eine Fackel durch den Strahl unterstützt, weiter zur Brennraumwand geführt (Abbildung 35). Dabei wird die Flamme durch die Luft- und Kolbenbewegung zum Zylinderkopf abgelenkt (siehe λ 0,95– Isofläche) und trifft nicht unbedingt in die Brennraummulde, sondern auf die Kolbenkrone.

Wenn die Flamme den Brennraumrand erreicht, stirbt sie aus dem fetten Bereich ($\lambda = 0,95$) ab. Die Verbrennungstemperatur [ca. 2400 °K] wird auf die Kolbentemperatur [550 °K] abgekühlt. Dieser Bereich der Abkühlung ist räumlich eng begrenzt (ca. nur 1 mm dicke Schicht vor der Brennraumwand). An der Brennraumwand „kondensieren“ praktisch alle Verbrennungsprodukte wie z.B. Rußpartikel, die durch Sauerstoffmangel entstehen, ab. Diese können auch später nicht mehr ganz verbrannt werden.

Sollten sich an dieser Stelle wirklich Kraftstofftropfen befinden, müsste im Motorversuch eine erhöhte HC-Emission gemessen werden können. Dies ist jedoch nicht der Fall.

Nach Einspritzende wird die Flamme durch den initiierten Luftwirbel (Abbildung 36), hervorgerufen durch den Impuls der Kraftstofftropfen, auf dieselbe Stelle der Brennraummulde wie zu Einspritzbeginn gedrückt.

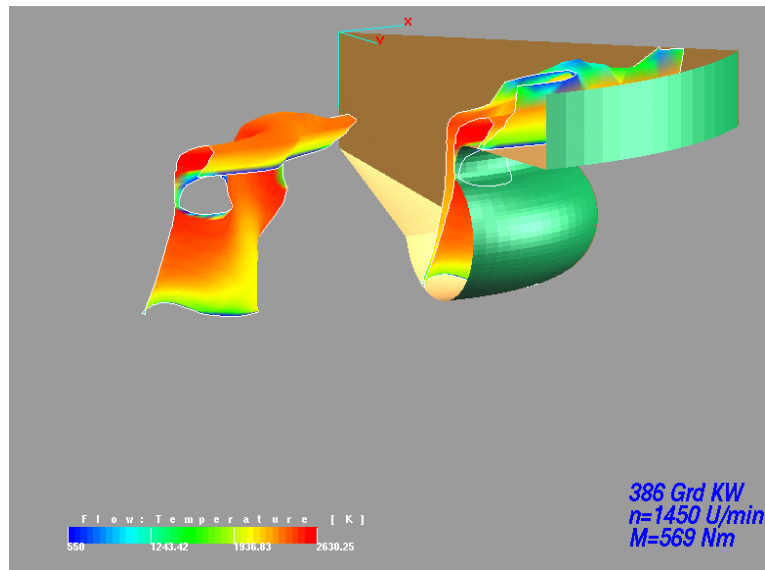


Abbildung 36: Flammenbewegung durch den initiierten Luftwirbel

Dabei wirkt der Impuls entlang der Flugbahn der Tropfen. Auf der Kolbenfläche tritt derselbe Abkühlungseffekt (von ca. 2600 °K auf 550 °K) mit seinen Ablagerungen wie zu Einspritzbeginn auf, jedoch ist jetzt der Temperaturgradient etwas höher, weil die Verbrennung zu diesem Zeitpunkt ausläuft.

Volllast:

Teillast und Volllast verhalten sich zu Beginn der Einspritzung gleich (Abbildung 37). Danach wird der Raum, in dem die Verbrennung an der Brennraumwand bei Volllast abkühlt, deutlich größer und wächst mit zunehmender Kolbenbewegung zwischen den Strahlen zusammen. Im dargestellten Zustand sind die gleichen Temperaturdifferenzen zwischen Flammenfront und Brennraummulde bei Teillast und Volllast zu beobachten.

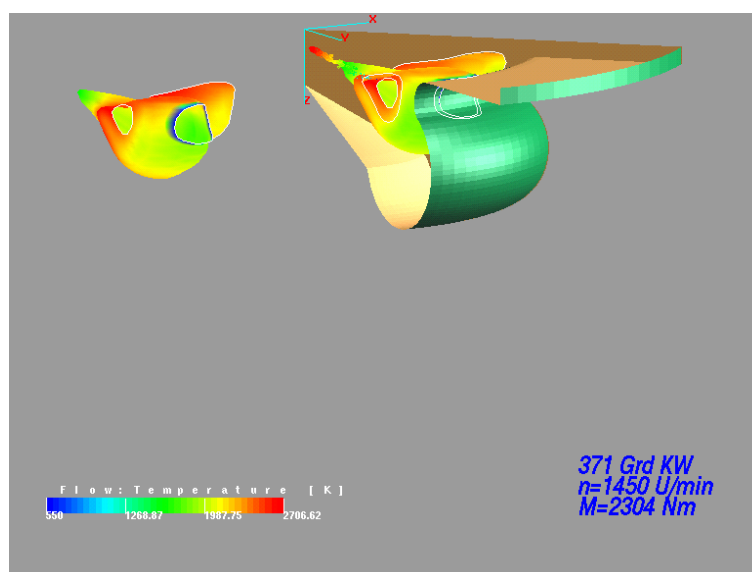


Abbildung 37: Volllastpunkt, 16 °KW nach Einspritzbeginn [371 °KW]

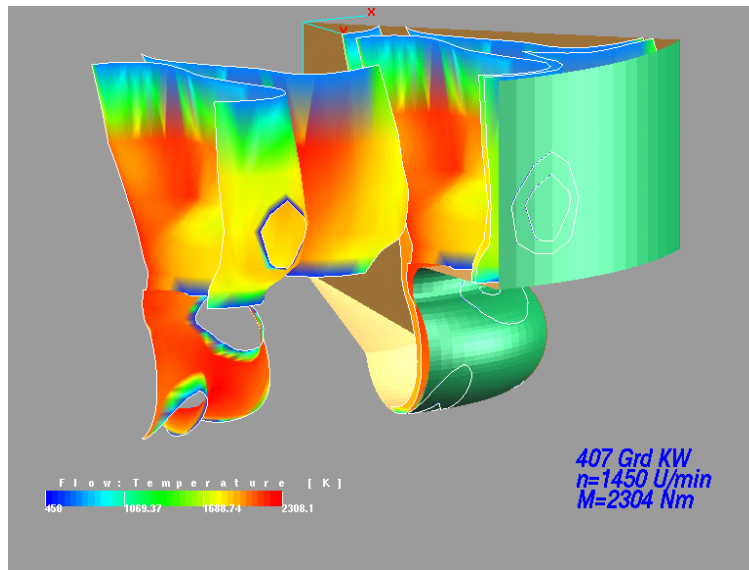


Abbildung 38: Volllastpunkt, 10 °KW nach Einspritzende [407 °KW]

Nach Einspritzende (Abbildung 38) ist der Kolben schon so weit vom OT entfernt, dass die Flammenkeule erst bei 40 bis 45 °KW nach Einspritzbeginn auf eine Wand trifft. Deutlich ist wieder das Flammensterben, diesmal jedoch an der Laufbuchse, zu erkennen. Der Temperaturgradient ist jetzt, wo die Verbrennung noch nicht ausgelaufen ist, höher als bei der Teillast (2700 °K in der Flammenfront zu 450 °K Laufbuchsentemperatur). Hier ist eine Ursache für den schädlichen Rußeintrag ins Motoröl bei einer Verbrennung mit spätem Einspritzbeginn und langer Einspritzdauer zu sehen.

Durch die Änderung der Strahlaufbruchparameter könnten mit der Simulation auch andere Ergebnisse erzeugt werden, jedoch stimmt dann die Wärmefreisetzungsrate der Verbrennung nicht mehr mit der Indizierung überein.

4. Erweiternde Maßnahmen zur Datensatzerstellung der 3D– Simulation

Immer wieder treten bei der Übertragung von Daten einer Indizierung auf eine 3D– Simulation Probleme auf. Zum einen sind es Fehler in der Messkette, zum anderen Fehler im Umrechnen von Werten, die sich jedoch durch eine Plausibilitätskontrolle ausschließen ließen.

Ein weiterer Bereich schließt das Wissen über die Einspritzung ein – eine Einspritzverlaufanalyse muss eingeführt werden, ähnlich wie eine Druckverlaufanalyse für den Zylinderdruck durchgeführt wird.

Nach den analysierenden Programmen wird die zeitintensive Anpassung der Einspritzparameter auf eine Schleife mit 1D– Simulationen verlagert und damit eine deutliche Zeitverkürzung erreicht. Erst im Anschluss an diese 1D– Berechnungsschleifen wird die 3D– Simulation mit der Übertragung der angepassten Einspritzparameter und den nun zu optimierenden Verbrennungsparametern begonnen.

4.1. Einfache Druckverlaufanalyse

Um die Probleme der Abweichung der Luftmassen (Abbildung 39) näher zu untersuchen, wird an dieser Stelle eine Niederdruckanalyse diskutiert.

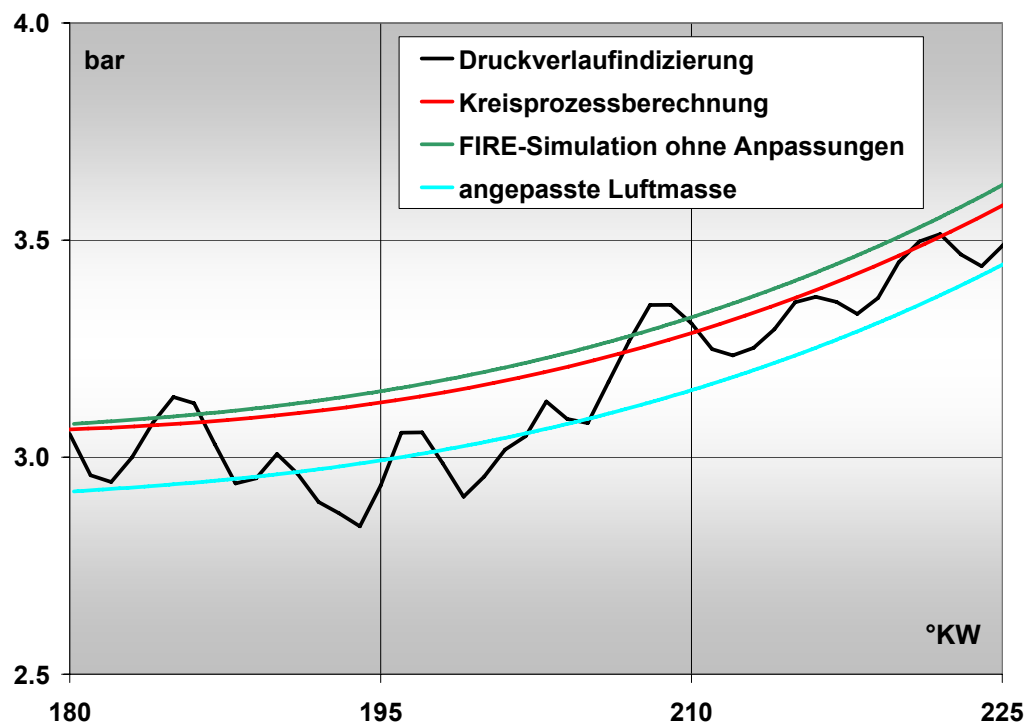


Abbildung 39: Einfluss der Luftmassenkorrektur durch Absenkung des Ladedruckes
Zoom aus Abbildung 33

Bei einer Niederdruckanalyse wird ein Indizierquarz mit einer großen Empfindlichkeit im Bereich bis 10 bar statt des normalen Hochdruckquarzes (bis 250 bar) eingesetzt. Höhere Drücke wer-

den von dem Quarz ferngehalten (gefiltrert). Es wird dann der Ladungswechsel analysiert, und als Ergebnis steht der genaue Druck p_1 im Zylinder bei „Einlass schließt“ fest.

Ob alle Randbedingungen aus einer Niederdruckanalyse oder einer 1D– Simulation für den unteren Totpunkt exakt erfasst sind, lässt sich nach folgender Formel kontrollieren:

$$p_1 V_1 = (p_2 V_2)^n \quad (8)$$

mit p_1 Druck im unteren Totpunkt
 p_2 Verdichtungsenddruck
 n Polytropenexponent
 V_1 Volumen im unteren Totpunkt
 V_2 Volumen bei Verdichtungsenddruck

Exakt aus den CAD– Daten lassen sich die Volumina V_1 und V_2 bestimmen. Eine annähernde Berechnung der Volumina kann auch erfolgen über:

$$\varepsilon = \frac{V_h + V_c}{V_c} \quad (9)$$

mit V_c Kompressionsvolumen
 ε Verdichtungsverhältnis

und
$$V_h = \text{Hub} \cdot \text{Bohrung}^2 \cdot \frac{\pi}{4} \quad (10)$$

Ist das exakte Verdichtungsverhältnis bekannt, lassen sich die Volumina berechnen. Auch der Druck p_1 stellt sowohl bei der Niederdruckanalyse als auch bei einer 1D– Simulation kein Problem dar. Es verbleibt nur noch die Ermittlung des Polytropenexponenten. Dieser lässt sich dann sehr genau bestimmen, wenn eine Zylinderdruckmessung durchgeführt wird, bei der der indizierte Zylinder nicht befeuert wird oder bei dem die Einspritzung eines Zylinders so spät durchgeführt wird, dass der Einspritzbeginn nach dem oberen Totpunkt liegt. Setzt man den jetzt gemessenen Druck p_2 in die Formel ein, so erhält man den genauen Wert für den Polytropenexponenten, der das Verhalten des komprimierten Gases (hier Luft) beschreibt.

Sollte der Einspritzbeginn nicht verschoben oder der Zylinder selektiv deaktiviert werden können, oder liegt kein Auslaufversuch vor, so lässt sich bis zum Beginn der Einspritzung auch der Polytropenexponent festlegen, wenn die Kolbenposition $f(^{\circ}\text{KW})$ bekannt ist. Die Position des Kolbens k_{pos} errechnet sich wie folgt:

$$k_{\text{pos}} = r \left(1 + \frac{l}{r} - \cos \varphi - \sqrt{\left(\frac{l}{r}\right)^2 - \sin^2 \varphi} \right) \quad (11)$$

mit φ Kurbelwinkel
 l Pleuellänge
 r Kurbelwellenradius (Hub/2)

Über diese exakten Ermittlungen können dann Aussagen über die Abweichung der Berechnung zu einer gefeuerten Indizierung gemacht werden. Es wird dann schnell ersichtlich, welche Größenordnung der maximale Kompressionsenddruck haben wird. Die Abweichung im unteren Totpunkt kann genauso wie der Winkelmarkenversatz ermittelt und korrigiert werden. So lässt sich auch feststellen, ob das Verdichtungsverhältnis ε richtig wiedergegeben wird.

Allerdings stellt sich bei den heute üblichen Verdichtungsendrücken von über 100 bar ein neues Problem ein, indem Abweichungen zwischen einem indizierten und einem nach Formel 8 berechneten Druck festgestellt werden. Verläuft bis zu einem Bereich von ca. 340 °KW der simulierte und der berechnete Druckverlauf parallel, scheint die Indizierung danach überproportional an Druck zu verlieren (Abbildung 40).

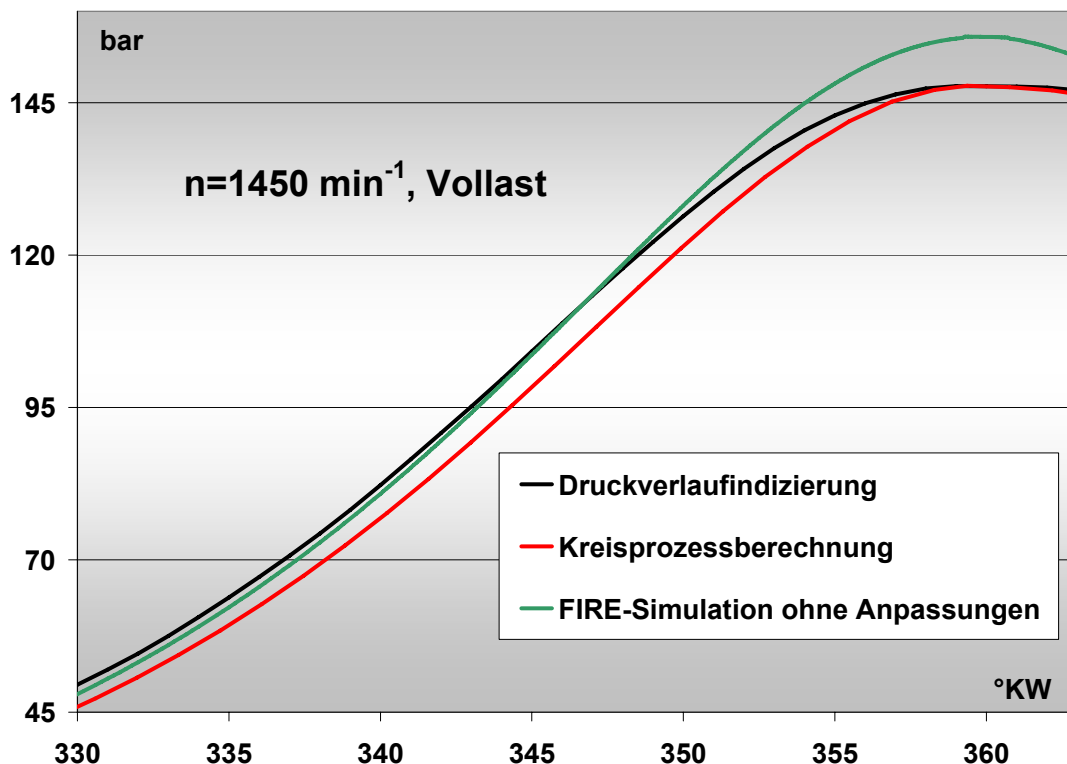


Abbildung 40: Vergleich verschiedener Zylinderdrücke in der Kompressionsphase indiziert (schwarz), angepasst berechnet (rot) und nicht angepasst berechnet (grün)

Zunächst wird vermutet, dass eine falsche Zylinderindizierung zu Grunde liegt. Nach wiederholten Indizierungen und intensiven Kurvendiskussionen der gemessenen Daten ergab sich immer

wieder derselbe Umstand. Die mit 3D– Simulation ermittelten Zylinderdrücke sind tendenziell 10 bar zu hoch. Die Indizierung wurde untersucht, und es wurden folgende Faktoren eingehender beleuchtet:

o Blowby

An den Kolbenringen wird bei höherem Zylinderdruck die verdichtete Luft vorbeigepresst. Dadurch wird der theoretische Verdichtungsdruck nicht erreicht. Messungen des Volumenstromes an einem Vollmotor haben gezeigt, dass der Volumenanteil des Blowby nicht mehr als 0,02% des Luftaufwandes dieses Motors ausmachen kann.

o Probleme mit der für die 3D– Simulation vereinfachten Geometrie

Bei der 3D– Simulation hat sich gezeigt, dass eine detailgetreue Wiedergabe aller Geometrien nicht sinnvoll ist, und ein vereinfachendes Strahlsegment verwendet werden kann. So ist es für den Nutzfahrzeugmotor mit seinem flachen Zylinderkopf in erster Näherung nicht nötig, die zurückgezogenen Ventile und die Phasen an den Ventilsitzringen wiederzugeben [81]. Auch die Ventiltaschen müssen nicht unbedingt wiedergegeben werden. Ausschlaggebend für diese Aussage ist, dass der Dieselmotor in erster Linie von seinem Drall geprägt ist. Erst gegen Verdichtungs- OT kommt die zweite Strömung hinzu, nämlich die Quetschströmung über der Kolbenkrone (Abbildung 41, ① bis ③), bevor dann die Effekte der Einspritzung mit der Verbrennung überwiegen (41, ④).

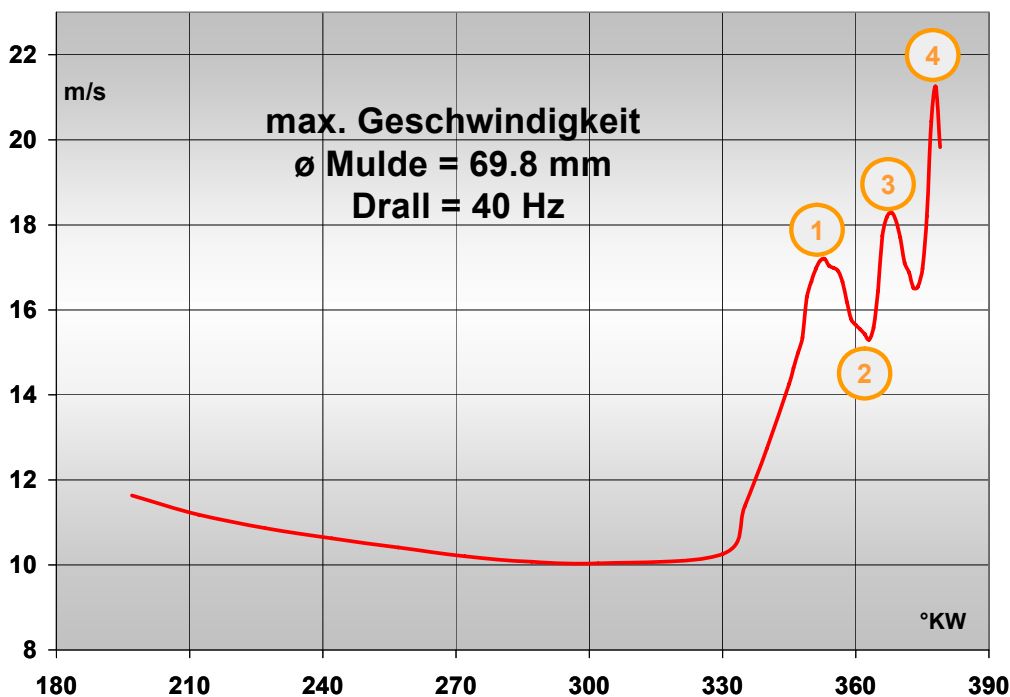


Abbildung 41: 3D– Simulation: Geschwindigkeiten an der Kolbenkrone, Maxima von x–/y– Geschwindigkeiten an der Kolbenkrone
 ①: Maximum der ausströmenden Geschwindigkeit
 ②: Wechsel der Kolbenbewegung
 ③: Reaktion des Einströmens
 ④: Reaktion auf die Flammenfront der Verbrennung

Beide Strömungen (Drall und Quetschströmung) werden auch in der vereinfachten Geometrie mit nur geringem Fehler wiedergegeben. Viel wichtiger bei dieser Vereinfachung ist die Einhaltung des Spaltmaßes, um die Quetschströmung richtig zu erfassen. Mit dem Spaltmaß verbunden ist das geometrische Verdichtungsverhältnis, das für den richtigen Verdichtungsendzustand (Temperatur, Druck und Masse Luft) verantwortlich ist.

o Betrachtung von Schmierspalt

Eine genaue Berechnung der Schmierspalt ist nur mit einer elasto– hydrodynamischen Berechnung möglich. Weil solche komplexen Rechnungen an dieser Stelle nicht möglich waren, wurde nur eine grobe Abschätzung betrachtet. Der Fehler in der Druckabweichung wurde auf ca. 1% geschätzt.

o Wahl der Wärmeübergänge

Besonders wichtig ist die Wärmezufuhr und –abfuhr an den Oberflächen wie Kolben, Laufbuchse oder Zylinderkopf. Für den Zylinderkopf wurde eine gemittelte Temperatur der Ein- und Auslassventile von 750 °K vorgegeben. Die verbleibende Fläche des Zylinderkopfes wird mit 600 °K gewählt. Also ergibt sich eine mittlere Zylinderkopftemperatur von ca. 675 °K. Der Kolben wurde mit einer gemittelten Temperatur von 550 °K /78/, die Laufbuchse mit 450 °K angenommen. Die Ladelufttemperatur wurde aus dem Messprotokoll mit 330 °K übertragen. Weil dieser Betriebspunkt ohne Abgasrückführung, also nur mit dem ca. 3% verbleibenden Restgas eingestellt wurde, kann die Ladelufttemperatur mit der Temperatur der Füllung des Zylinders gleichgesetzt werden.

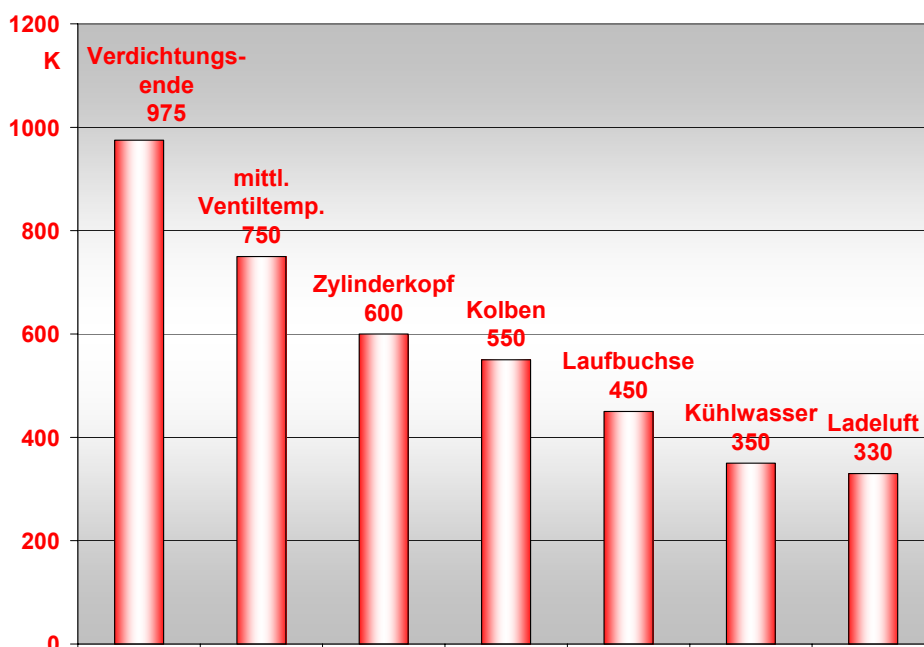


Abbildung 42: Überblick über simulierte bzw. vorgegebene Temperaturen

Bei Betrieb mit AGR wird hier eine aufwendige Umrechnung einer Mischungstemperatur notwendig. In dieser Betrachtung waren die Temperaturrandbedingungen 3D und 1D identisch.

Um die richtige Temperatur für das Ausgleichsvolumen festzulegen, wurde eine Reihe von Simulationen (Abbildung 43) durchgeführt. Damit dieses zusätzliche Ausgleichsvolumen aber während der Kompressionsphase weder Energie (über falsche Wandtemperaturen) zu- bzw. abführt, ist die zusätzliche Oberfläche adiabat zu betrachten.

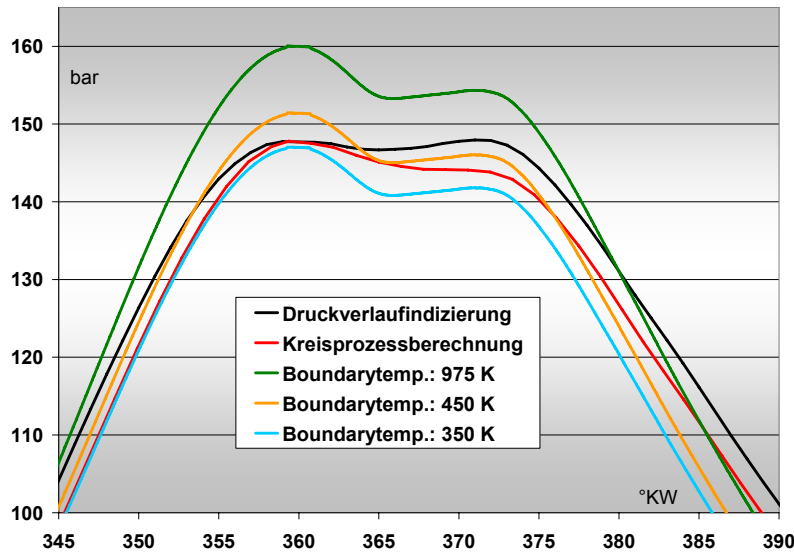


Abbildung 43: Variation vorgegebener Temperaturen am Ausgleichsvolumen

Allerdings zeigt sich auch, dass der Einfluss der Wärmeübergänge falsch gewählter Temperaturen vernachlässigt werden kann, wenn die Temperaturen sich im üblichen Rahmen befinden.

Auf der Suche nach den Abweichungen wurde zusätzlich ein direkter Vergleich folgender verschiedener Auswerteprogramme, die eine Zylinderdruckanalyse durchführen können, betrachtet:

- o **BOOST** (Programm der AVL; 1D- Simulation möglich)
- o **GT-Power** (1D- Simulation möglich)
- o **Burn** (wie BOOST, jedoch nur Zylinderdruckauswertung)
- o **DVA** (Auswerte- Routine TUM, Prof. Woschni)

Druckverlaufanalyse "WOSCHNI"			Druckverlaufwerte (Daten und Rechnung)					
Operating Point 11_			Pmi	bar	7.505			
Indizierung 01 Indizierung			Pme	bar	9.145			
-----			max. Verbrennungsdruck	bar	94.3			
Motordrehzahl	U/min	999.0	bei	°KW	367.0			
Last	Nm	500.0	max. Druckerhöhung	bar/°KW	6.00000			
Motorleistung	kW	52.3	bei	°KW	348.0			
Kolbenhub	mm	125.0	max. Temperatur	°C	1756.1			
Kolbendurchmesser	mm	108.0	bei	°KW	372.0			
Pleuelstichmaß	mm	196.0	max. Temperaturanstieg	K/°KW	113.0			
Epsilon		18.0	bei	°KW	365.0			
Schubstangenverhältnis		0.01225	max. Brennverlauf DQmax	kJ/°KW	0.20275			
Zylinderanzahl		6	bei	°KW	365.0			
Hubvolumen	l	1.1451	max. Wärme Qmax	kJ	2.42794			
-----			bei	°KW	178.0			
Einspritzung (Daten und Rechnung)			Schwerpunkt Brennverlauf	kJ/°KW	1.05640			
-----			bei	°KW	416.1			
Kraftstoffdichte	kg/m³	833.0	1%		2%	5%	50%	90%
Einspritzmenge	mm³/Hub	71.2		359.0	360.0	360.0	367.0	440.0
Einspritzbeginn	°KW	358.0						456.0
-----			Energiebilanz	%	98.2			
-----			Luftverhältnis		1.66189			
-----			OT-Versatz	°KW	-2.00			
-----			Druck in UT	bar	1.196			
-----			davon Baro	bar	0.984			

Abbildung 44: Ergebnisausgabe einer Druckverlaufanalyse

Alle Programme lieferten im Vergleich zur 1D– Simulation und Indizierung (Abbildung 44) dieselben Abweichungen, und darum wurden folgende Randbedingungen aus der 1D– Simulation in die 3D– Simulation übernommen:

- Druck im UT
- Temperatur der Luft
- Masse Luft im Zylinder
- Wärmeübergänge an Laufbuchse, Zylinderkopf und Kolben

Deutlich sichtbar tritt eine Differenz des Verdichtungsenddruckes der Kurven von bis zu 10 bar auf. Die benutzten 1D– Simulationsprogramme enthalten die Anpassung des Verdichtungsenddruckes vor Einspritzbeginn. Sollte die nach Formel 10 berechnete Druckkurve zur indizierten Kurve Abweichungen ergeben, wird das Verdichtungsverhältnis automatisch angepasst. Dadurch wird auch der richtige Verdichtungsenddruck erreicht. Das 3D– Simulationsprogramm geht jedoch davon aus, dass die Geometriedaten (aus CAD– Programmen) exakt sind und somit die Kolbenbewegungsfunktion gültig ist. Also muss in irgendeiner Weise das Verdichtungsverhältnis über die Kolbenbewegung und nicht die Masse Luft angepasst werden.

4.2. Integration der Stauchungsfunktion

Als Folge dieser Erkenntnis wurde der Algorithmus der 1D– Simulationen näher betrachtet. Die 1D– Programme haben eine automatische Anpassung des Verdichtungsverhältnisses vorgenommen. Diese Anpassung ergab ein Verdichtungsverhältnis von ca. 16,2.

Weil die Summe der bislang betrachteten Fehler unter 5 bar liegt, die Abweichung der Indizierung aber 10 bar erreicht, wurde eine Berechnung der Elastizitäten der einzelnen im Motor eingebauten Teile, die direkt vom Verbrennungsdruck betroffen sind, durchgeführt.

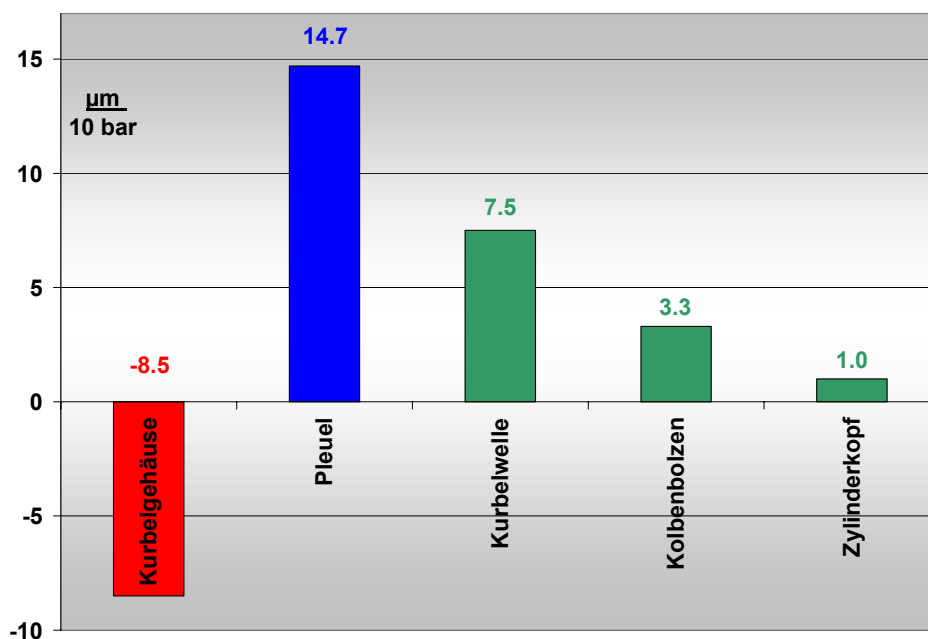


Abbildung 45: Bauteilverformung durch 10 bar Last

Auf jedes Bauteil wurde in einer FEM– Analyse ein Druck von 10 und 25 bar gegeben. Der zweite Wert galt zur Kontrolle des linearen Zusammenhanges. Für 10 bar Belastung ergaben sich nur sehr kleine Werte. Die Verformung liegt im μm – Bereich (Abbildung 45). Allerdings muss (es gilt die Linearität des E– Moduls) dieser einmalig ermittelte Stauchungsfaktor ($3,5 \mu\text{m}/\text{bar}$) noch mit dem betrachteten Spitzendruck multipliziert werden.

Die Konsequenz aus dieser Betrachtung ist:

Das bislang als konstant betrachtete Verdichtungsverhältnis ist während der Verdichtungs– und Expansionsphase bei hoch aufgeladenen Motoren nicht konstant!

Folglich ergibt sich bei 150 bar eine Stauchung von $0,525 \text{ mm}$ und damit eine Abweichung vom nominellen Verdichtungsverhältnis von $17,15$ auf $16,2$. Damit lässt sich die Druckabweichung von ca. 10 bar erklären. Diese Stauchungsfunktion lässt sich sehr einfach in der Kolbenbewegungsfunktion (siehe Formel 13) realisieren.

$$k_{\text{pos}} = r \left(1 + \frac{l}{r} - \cos \varphi - \sqrt{\left(\frac{l}{r}\right)^2 - \sin^2 \varphi} \right) - p_3 * S_{\text{Faktor}} \quad (12)$$

mit p_3 Druck der für diesen Berechnungsschritt gilt (1. Näherung, der Druck des vorherigen Zeitschrittes)
 S_{Faktor} Stauchungsfaktor: Wert der FEM– Analyse umgerechnet auf 1 bar
 l Pleuellänge
 r Kurbelwellenradius (Hub/2)

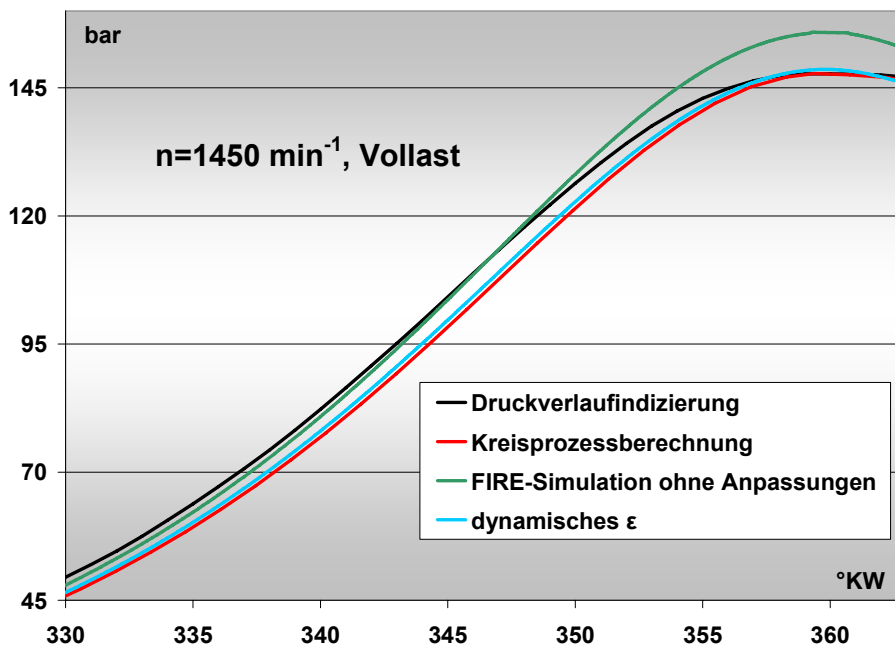


Abbildung 46: in 3D– Simulation integrierte Stauchungsfunktion

Der mit dieser in die 3D– Simulation integrierten Stauchungsfunktion gerechnete 3D– Druckverlauf ist in Abbildung 46 dargestellt.

Diese Formel hat innerhalb der 3D– Simulation jedoch auch Nachteile. Die Berechnung schreibt Zwischenergebnisse, als Parameter vom Anwender frei wählbar, heraus. Diese sind für einen „Restart“ infolge einer leider immer wieder eintretenden Berechnungsunterbrechung vorgesehen. Nach Wiederaufnahme einer solchen Berechnung wird programmtechnisch erst die Netzbewegung, also die Kolbenbewegungsgleichung gelöst, d.h. die Geometrie generiert, dann werden die Start– und Randbedingungen, wie Druck und Temperatur, gelesen und aufgesetzt. Wenn die Bewegungsgleichung gelöst wird, liegt der Druck noch nicht vor. Wird jetzt die Formel der modifizierten Kolbenbewegung eingesetzt, darf kein Restart durchgeführt werden. Das Problem fällt nicht besonders ins Gewicht, wenn die Berechnung auf schnellen Computern durchgeführt wird.

4.3. Einspritzverlaufanalyse am gefeuerten Motor

Wenn keine direkte Messung von einem Einspritzpumpenprüfstand vorliegt, kann die Einspritzrate eines CR– Systems auch aus der Messung von Nadelhub, Leitungsdruck (möglichst düsennah) und Verbrennungsdruck gewonnen werden. Nach der Bernoulli– Energiegleichung und dem Kontinuitätsgesetz gilt für ein inkompressibles Medium folgende Formel für den Düsendurchfluss:

$$\frac{dQ}{dt} = \mu \cdot A_L \cdot c_K \quad (13)$$

mit μ Ausflusszahl für scharfkantige Öffnungen
 A_L Lochfläche (gesamt, ohne Einschnürung)
 c_K Kraftstoffaustrittsgeschwindigkeit

$$c_K = \sqrt{\frac{2}{\rho_K} (p_D - p_Z)} \quad (14)$$

mit ρ_K Kraftstoffdichte (korreliert auf die gemessene Kraftstofftemperatur)
 p_D gemessener Druck im Düsenraum
 p_Z gemessener Druck im Zylinder

Bei der Betrachtung der Durchflussformel fällt auf, dass sowohl der Strömungsbeiwert μ als auch eine exakte Messung des Düsenraumdruckes nicht zur Verfügung stehen. Der aus Messungen stammende Zusammenhang (Abbildung 47) lässt erkennen, dass bei unterschiedlichen Düsen der Durchfluss über den Nadelhub differiert. Für qualitative Verläufe der Einspritzrate ist der Strömungsbeiwert jedoch dann nicht notwendig, wenn er durch eine Iteration näherungsweise ermittelt werden kann. Die Iteration verläuft mit dem Ziel, dass die gemessene eingespritzte Kraftstoffmenge gleich dem Integral der gerechneten Einspritzrate sein muss.

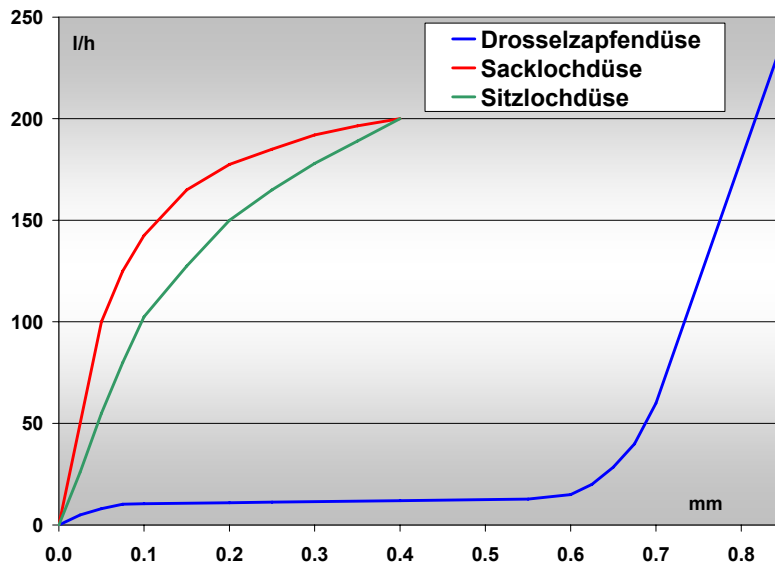


Abbildung 47: Durchfluss in Abhängigkeit der Düsenform

Bei einer CR– Einspritzung kann folgender Zusammenhang, allerdings etwas vereinfacht, betrachtet werden: Der Druckabfall am Rail entspricht dem Signal für den Durchfluss durch die Düsenlöcher.

Dieser Zusammenhang konnte an einer Reihe von Versuchen am Einspritzpumpenprüfstand ermittelt werden. Diese Versuche sind in der nicht veröffentlichten Arbeit von Knies /83/ durchgeführt worden. Zwei exemplarische Messungen (eine Zwischendrehzahl und ein Nennleistungspunkt) mit dem EVI sind in Abbildung 48 und Abbildung 49 dargestellt.

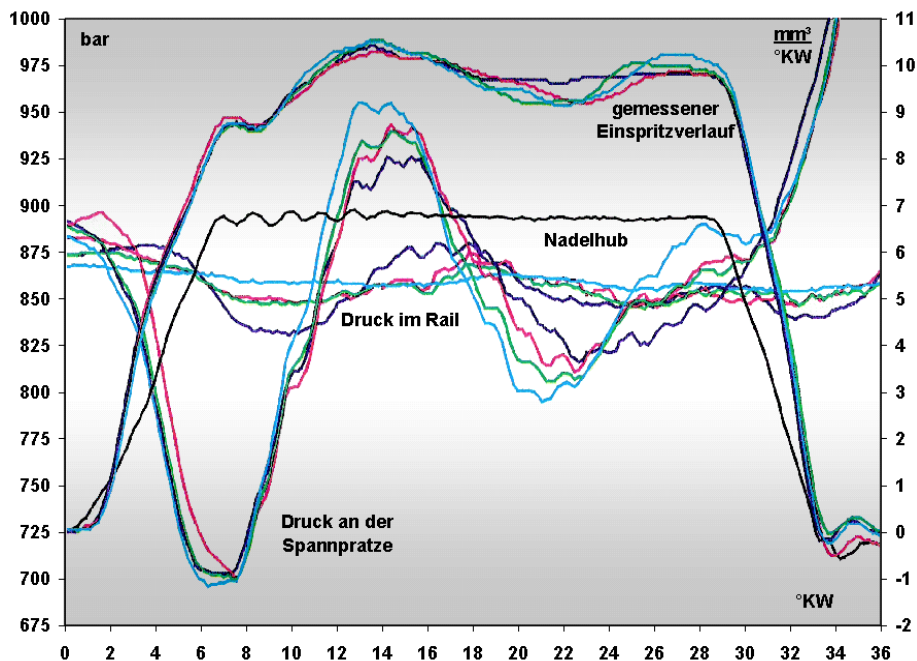


Abbildung 48: Einspritzpumpenprüfstandsmessung (Zwischendrehzahl)
 $n = 1500 \text{ min}^{-1}$; $M = 1730 \text{ Nm}$, $p_{\text{Rail}} = 860 \text{ bar}$, $Q_e = 264 \text{ mm}^3/\text{Hub}$; 7 Lochdüse;
 $Q_{\text{Hydr.}} = 900 \text{ cm}^3/30 \text{ s}$

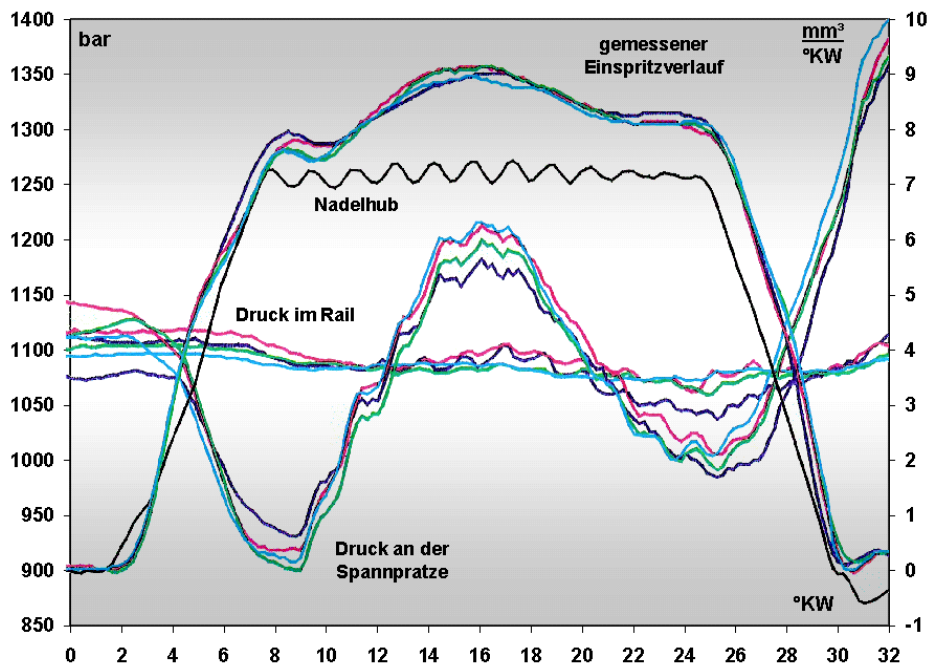


Abbildung 49: Einspritzpumpenprüfstandsmessung (Nennleistungspunkt)
 $n = 2000 \text{ min}^{-1}$; $M = 14000 \text{ Nm}$, $p_{\text{Rail}} = 1100 \text{ bar}$, $Q_e = 220 \text{ mm}^3/\text{Hub}$; 7 Lochdüse; $Q_{\text{Hydr.}} = 900 \text{ cm}^3/30 \text{ s}$

Auch Ergebnisse mit Simulationsprogrammen (**HYDSIM** von AVL und **GPA** der FVV) konnten diesen Zusammenhang bestätigen, der durch das Verhalten des CR-Injektors begründet werden kann. Der Düsenraum ist direkt mit dem Steuerraum und dem Schwertanschluss des CR-Injektors (Abbildung 7) verbunden. Bis auf eine geringe Leckage und die Steuermenge, die über die Ablaufbohrung der Leckage zugeführt wird, ist der Druckabfall am Rail proportional zur eingespritzten Kraftstoffmenge.

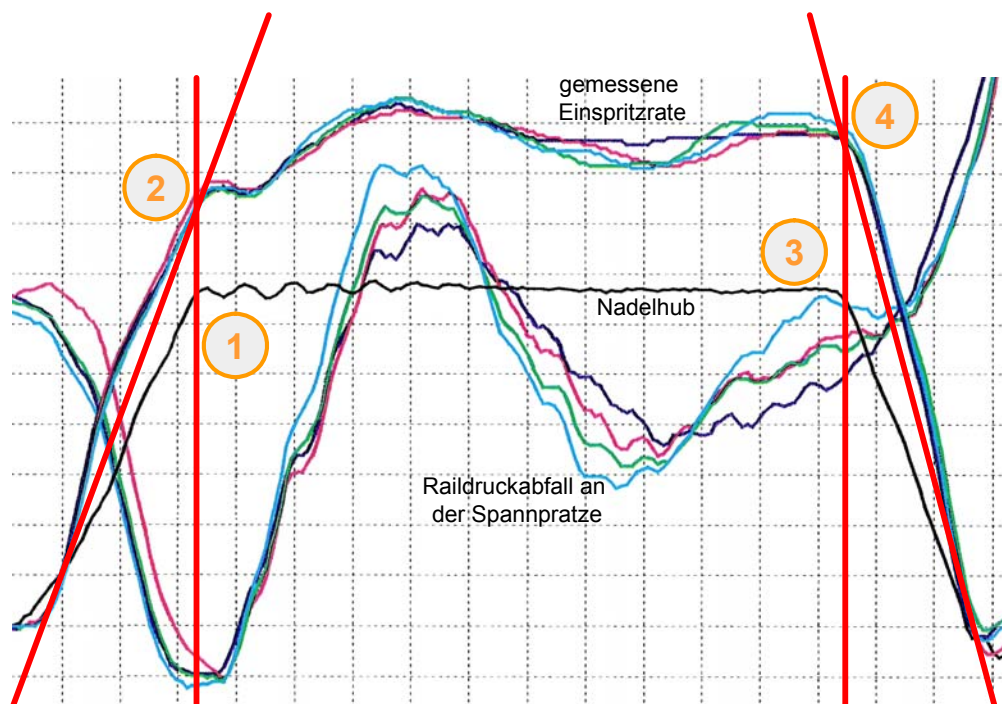


Abbildung 50: mathematische Ermittlung der Einspritzrate am gefeuerten Motor
 Daraus folgt die mathematische Formulierung (Abbildung 50):

- o In einer Kurvendiskussion des Nadelhubsignals lässt sich der Punkt finden, in dem der Nadelhub sein Maximum erreicht (50, ①). Dieser Zeitpunkt wird auf die abfallende Flanke des Raildruckes übertragen, und der erste Punkt der Einspritzrate ist festgelegt (50, ②).
- o Ferner lässt sich der Punkt finden, bei dem der Nadelhub sein Maximum verlässt (50, ③). Die Düsennadel beginnt sich zu schließen. Auch dieser Punkt wird auf das Signal des Raildruckes übertragen (50, ④).
- o Das Signal, das zwischen diesen beiden Punkten liegt, ist die obere Begrenzung der Einspritzrate.
- o Eine Normierung erfolgt auf das verbleibende Signal des Raildruckes zwischen den beiden Stützstellen, indem das Maximum zu 1 gesetzt wird.
- o Jetzt müssen hierzu die ansteigende und abfallende Flanke der Einspritzrate gebildet werden, bis das Integral der neu gewonnenen Fläche der gesamten Einspritzmasse entspricht.

Dieser Zusammenhang lässt sich einfach programmieren und kann in die Einspritzverlaufanalyse integriert werden.

Die Ergebnisse der Simulation des Injektors (siehe 2.3.4) bestätigen, dass der Zeitverzug und die mit dem EVI ermittelten Einspritzraten direkt mit dem gemessenen Raildruck zusammenhängen. Es ist zulässig, die Einspritzrate aus dem Raildruckabfall zu generieren.

Somit liegen die Werte für die Generierung der 3D- Eingabeparameter (Einspritzrate) und die Kontrolle dieser Parameter (Austrittsgeschwindigkeit) vor.

4.4. 1D- Simulation zur Ermittlung der Einspritzzeiten im Vergleich zur Indizierung

Der Wunsch, bei der Verbrennung von Kraftstoffen Energieumsetzungen mittels eines Brennverlaufes voraussagen zu können, wird durch eine Ersatzfunktion (von Vibe /74/ vorgeschlagen) beschrieben. Dieser Ansatz wird heutzutage am häufigsten benutzt.

$$\frac{dq}{d\varphi} = 6,9 \cdot (a + 1) \cdot y^a \cdot e^{-6,9 \cdot y^{(a+1)}} \quad (15)$$

mit

$$y = \frac{\varphi - \varphi_{BB}}{\varphi_{BE} - \varphi_{BB}} \quad (16)$$

mit	φ	aktueller Kurbelwinkel
	y	bezogene Brenndauer
	a	Vibe- Formparameter
Index	BB	Brennbeginn
	BE	Brennende

Gleichung 15 ist jedoch nur für einen bestimmten Betriebspunkt gültig. Wird entweder am Einspritzbeginn, der Last oder der Drehzahl eine Veränderung vorgenommen, so müssen die Brenndauer ΔQ_B und der Formfaktor a neu bestimmt werden.

Wenn jetzt die 1D- simulierte Verbrennung mittels der Vibe- Funktion an die Indizierung angepasst werden kann, muss festgestellt werden, dass die exakte Einpassung des Formfaktors stark mit der richtigen Darstellung der Einspritzung verbunden ist. Hier bleibt noch zu klären, mit welchem Zeitverzug die Einspritzung zu berücksichtigen ist.

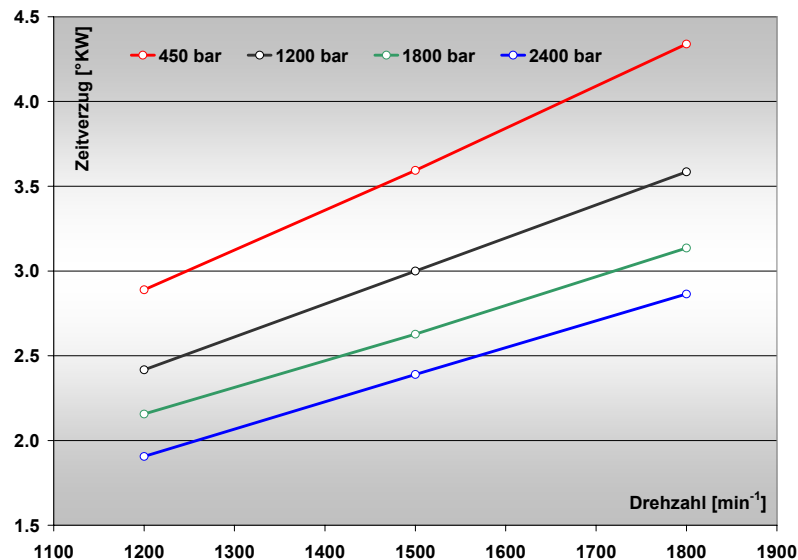


Abbildung 51: ermittelte Zeitverzögerungen $f(n, p_{\text{Rail}}, \text{Injektor})$

Dieser Zeitverzug – zwischen gemessenen Einspritzzeitpunkten der elektronischen Einspritzanlage und der tatsächlichen Einspritzung – hängt vom Injektortyp ab und muss am Einspritzpumpenprüfstand ermittelt werden (Abbildung 51). Dort wird der Zeitverzug in Abhängigkeit vom Raildruck und der Motordrehzahl ermittelt, wodurch das physikalische Verhalten des Injektors abgebildet wird (Kapitel 2.1). Eine Übertragung auf den Motorversuch ist trotzdem sehr ungenau, weil die Toleranzen der einzelnen Injektoren einen weiteren Zeitverzug bewirken.

Die 1D- Simulationsergebnisse werden anschließend mit den Ergebnissen der Druckverlaufanalyse verglichen, um festzustellen, wie gut die Einpassung der Einspritzung und die daraus resultierende Verbrennung ist.

4.5. Synthetische Einspritzrate

Für die 3D- Simulation von entscheidender Bedeutung ist der exakte Verlauf der Einspritzrate. Das Öffnen und Schließen der Düsennadel muss so genau wie möglich abgebildet werden. Detaillierte Erkenntnisse (siehe Kapitel 2.3.2) in Bezug auf die Flanken dieser Rampen sind notwendig. So müssen für eine synthetische Einspritzrate die unterschiedlichen Steigungen sowohl für die ansteigende Flanke beim Nadelöffnen als auch für die abfallende Flanke beim Nadelschließen vorgegeben werden können. Über die Gesamtdauer der Einspritzung liegt der Endpunkt für die abfallende Flanke schon fest. Begrenzt wird die Kontur der Einspritzung durch

den maximalen Nadelhub, was in diesem Fall bedeutet, dass die Parallele zur Abszisse so gesetzt werden muss, dass das Integral der jetzt gebildeten Fläche der eingespritzten Kraftstoffmasse entspricht. Für den Verlauf der Kurven bedeutet dies, dass direkt nach der Öffnungsphase einer Haupteinspritzung (bei einem Nutzfahrzeugmotor) der maximale Nadelhub erreicht wird, und somit ist über die folgenden Werte die Kontur der Einspritzrate (Abbildung 52) beschrieben:

- Einspritzbeginn nach OT [°KW]
- Steigung der Öffnungsflanke
- Steigung der abfallenden Flanke
- Gesamte Einspritzdauer [ms]
- Einspritzmasse der HE [mg]

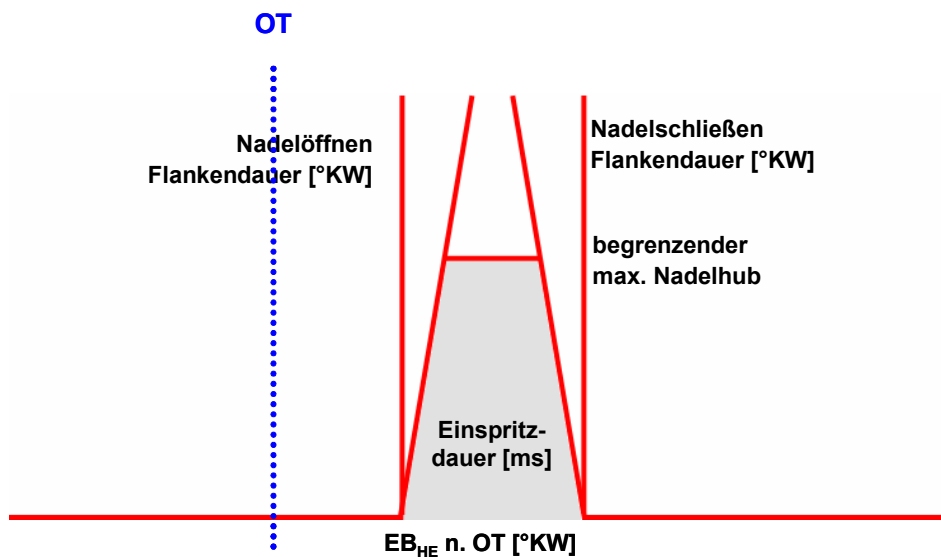


Abbildung 52: Signalgewinnung einer Haupteinspritzung

Weil die physikalischen Eigenschaften des Injektors konstant bleiben, dürfen bei einer Vor-, Nach- oder Spliteinspritzung für die ansteigende und abfallende Flanke dieselben Steigungswerte wie bei der Haupteinspritzung angenommen werden. Bei der Voreinspritzung tritt jedoch wegen der niedrigen Einspritzmassen öfters der Fall ein, dass die Düsennadel nicht den maximal möglichen Nadelhub erreicht. Die Düsennadel hat dann nur eine ballistische Hubkurve. In diesem Fall kreuzen sich ansteigende und abfallende Flanke, und die Dauer des Voreinspritzsignals ist direkt vorgegeben. Die Voreinspritzung (VE) wird durch folgende Werte beschrieben:

- Beginn der VE vor HE_B [°KW]
- Steigung der Öffnungsflanke
- Dauer der VE [ms]
- Steigung der abfallenden Flanke
- Masse der VE [mg]

Die Nacheinspritzung (NE) wird analog der Voreinspritzung durch folgende Werte beschrieben:

- Beginn der NE nach HE_E [ms]
- Steigung der Öffnungsflanke
- Dauer der NE [ms]
- Steigung der abfallenden Flanke
- Masse der NE [mg]

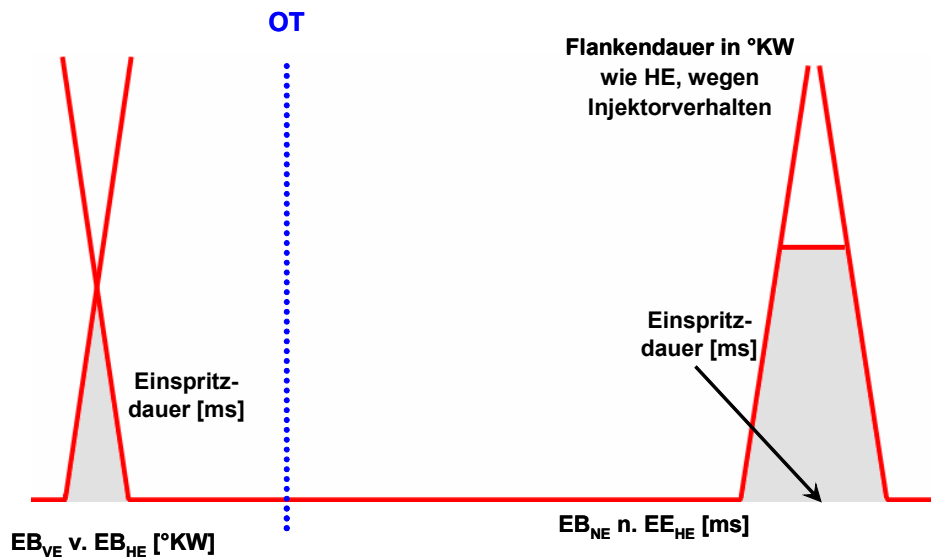


Abbildung 53: Signal einer Vor- und Nach-Einspritzung

Eine geteilte Haupteinspritzung (Split-Einspritzung) ist durch eine verkürzte HE und eine NE zu beschreiben, wobei der Beginn der NE innerhalb der HE oder unmittelbar im Anschluss an die HE liegt, und somit können sich die abfallende Flanke der HE und die ansteigende Flanke der NE (Abbildung 54) kreuzen. Warum diese Art der Einspritzung eingesetzt wird, wird in Kapitel 4.9 genauer erläutert. Die besten Ergebnisse mit der Split-Einspritzung wurden erreicht, wenn die Düsenadel definitiv geschlossen wird, die Einspritzung dann aber sofort wieder beginnt.

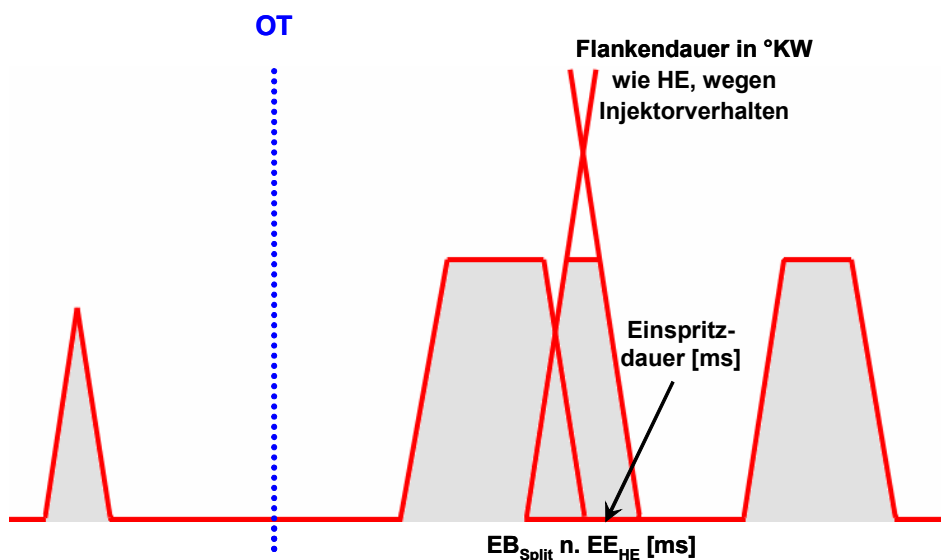


Abbildung 54: Signal einer geteilten Einspritzung

Somit lassen sich alle Arten von Einspritzungen formulieren, auch diejenigen, die im Sinne einer möglichen homogenen Dieselerbrennung mit ca. 10 Einspritzungen notwendig werden (/87/ und /88/).

4.6. 1D– Simulation mit angepassten Parametern

Zielführend ist, nach Festlegung der aus der Messung am gefeuerten Motor gewonnenen Einspritzrate, sich auf eine synthetisch generierte Einspritzrate zu konzentrieren. Diese wird durch eine definierte Anzahl von Variablen beschrieben, wobei je Einspritzung fünf Variablen anfallen. Diese Variablen können von einem Optimierungsprogramm erfasst werden, und es ließe sich eine Schleife bilden, in der alle Variablen in ihren Grenzen variiert werden, bis die simulierte Verbrennung angepasst ist. Liegt die Einspritzung vom gefeuerten Motor tatsächlich vor, muss die damit ermittelte Einspritzrate generell als begrenzende Funktion zur Erstellung der synthetischen Einspritzrate beachtet werden.

Durch einen Vergleich mittels 1D– Simulation mit der Indizierung kann schnell die Übereinstimmung der ermittelten Daten der Einspritzung in Bezug auf Zeitpunkt und Masse beurteilt werden.

Bei dem jetzt eingeschlagenen Weg wurde bislang noch keine 3D– Simulation durchgeführt. Eine Verkürzung der bekannten 3D– Rechenzeiten tritt allein schon dadurch auf, dass die Anpassung der Einspritzparameter nur innerhalb der 1D– Programme durchgeführt wird. Nach der so an die Indizierung angepassten Verbrennung liegen auch die Einspritzzeiten vor, die die Verbrennung bestimmen. Alle Variationen im Rahmen der Ungenauigkeiten in der Bestimmung der Massen VE, HE und NE bzw. Verschiebung der jeweiligen Zeiten werden mit Hilfe der 1D– Simulation erkannt und können korrigiert werden.

4.7. Strahlkegelwinkelgenerierung

Neben der ermittelten Einspritzrate bieten einige 3D– Programme die Möglichkeit, den Einspritzstrahl auch in seiner Form, d.h. in seinem Strahlkegelwinkel über die Zeit vorzugeben (/68/ und /84/). Obwohl dieser Strahlkegelwinkel in den Standarddatensätzen eine Konstante ist, muss er, wie aus Kapitel 2.3.2 bekannt ist, bei CR– Systemen variabel vorgegeben werden. Der Zusammenhang, dass der Strahlkegelwinkel vom Düsenadelhub abhängt, lässt sich somit nicht bei allen 3D– Programmen berücksichtigen. Hier muss sich der Anwender ganz auf die Aufbruchmodelle, wie sie in der Software vorgegeben sind, verlassen.

Um den Strahlkegelwinkel mathematisch erfassen zu können, fehlt zunächst noch der Zusammenhang zwischen Einspritzrate und Nadelhub. Bei der Betrachtung der Ermittlung der Einspritzrate fällt bei günstiger Wahl der Skalierungen auf, dass ein Zusammenhang zwischen Einspritzrate, gewonnen aus Nadelhub und Raildruckabfall, und Strahlkegelwinkel besteht.

In der Literatur (/25/, /33/, /34/, /35/, /45/ und /85/) gibt es eine Reihe von Bildsequenzen zur Strahlausbreitung eines einzelnen Einspritzstrahles einer CR– Einspritzung. Aus der Literatur (/13/, /24/ und /25/) entnommene Strahlverläufe zeigen das Verhalten, dass zu Beginn der Einspritzung der Strahl sehr weit auffächert. Der Strahl sieht aus wie ein Pilz (Abbildung 10, linkes

kleines Bild ①). Die Ursache liegt darin, dass beim Anheben der Düsennadel zunächst eine Drosselung im Düsensitz stattfindet, bevor im weiteren Verlauf des Nadelhubes die Drosselung im Düsenloch erfolgt.

Im Bereich der Nutzfahrzeuge, bedingt durch die im Vergleich zum PKW höheren Einspritzmengen, geht die Düsennadel an den Anschlag und ist begrenzt auf ihren maximalen Düsennadelhub. In diesem Zeitabschnitt bildet sich im Düsenloch eine konstante Strömung aus, und demzufolge die Kavitation (Abbildung 13), und der Strahl bleibt quasi konstant. Gegen Einspritzende, wenn die Düsennadel wieder über die Lochdrosselung in die Sitzdrosselung übergeht, bricht die Kavitation im Düsenloch zusammen, wobei der Strahl wieder auffächert. Es bildet sich der bekannte „badewannenförmige“ Strahlkegelwinkelverlauf aus. Der maximale Wert beträgt ca. 50° und der minimale Wert ca. 15° (siehe Abbildung 10), wobei diese Werte unter anderem vom Raildruck abhängig sind. Je höher z.B. der Raildruck ist, desto größer ist der minimale Strahlkegelwinkel. Zusätzlich müssen Einflüsse der HE-Verrundung und der Konizität (Abbildung 55) des Düsenloches berücksichtigt werden, denn sie verändern sowohl den maximalen als auch den minimalen Strahlkegelwinkel.

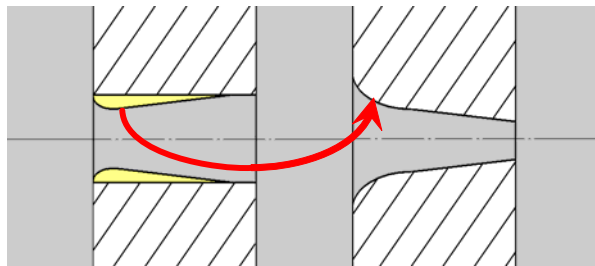


Abbildung 55: Übergang von Kavitation zu HE-Verrundung und konischer Düse

Die vereinfachende empirische Vorgehensweise geht an dieser Stelle von folgender Erkenntnis aus:

Die Einspritzrate hängt stark vom Nadelhub ab,
ebenso der Strahlkegelwinkel.

Somit gibt es einen Zusammenhang zwischen dem Strahlkegelwinkel und der Einspritzrate. Wird jetzt das Signal (Abbildung 56, roter Verlauf) der Einspritzrate (egal ob gemessen oder synthetisch vorgegeben) an der Ordinate gespiegelt (56, cyanfarbener Verlauf), erhält man die Kontur des Strahlkegelwinkelverlaufes. Dieses neue Signal muss dann noch in den positiven Bereich verschoben und soweit gestreckt werden, dass es mit dem minimalen (15°) und maximalen (50°) Wert übereinstimmt (56, blauer Verlauf).

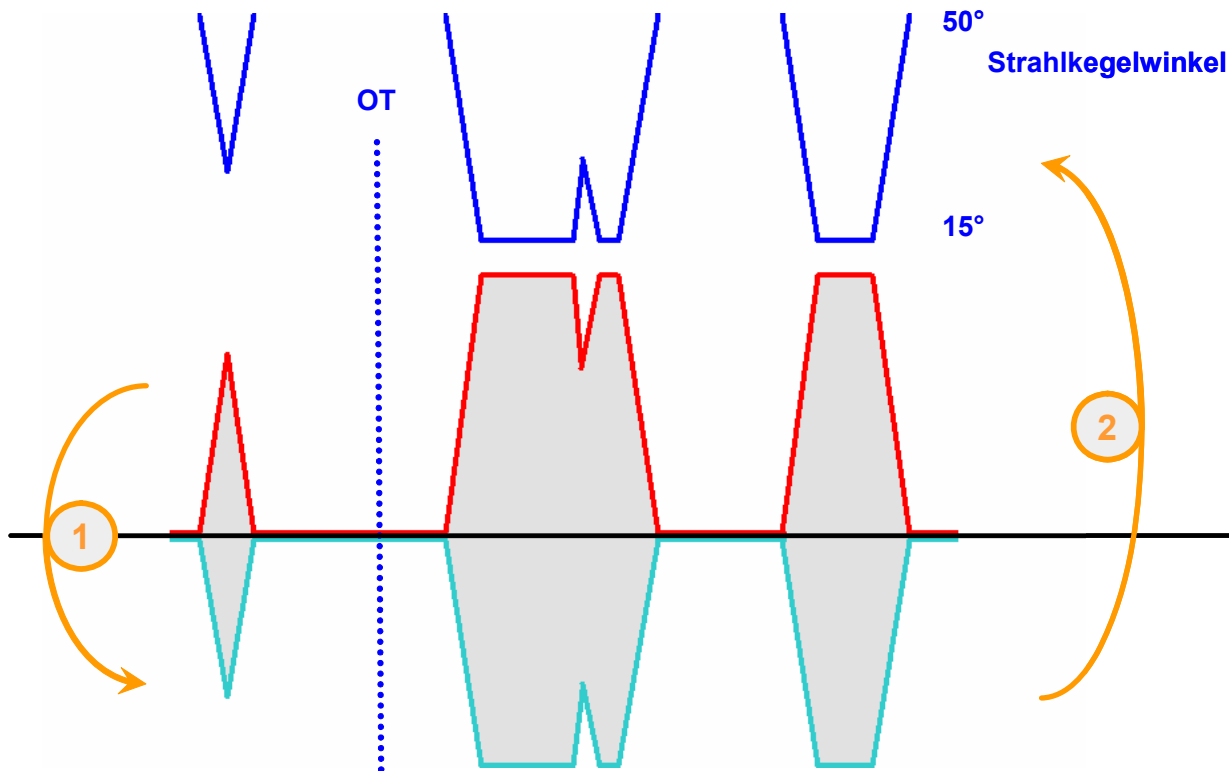


Abbildung 56: Umwandlung der Einspritzrate in den Strahlkegelwinkel der 3D– Simulation

①: Spiegeln des Einspritzratensignals

②: Verschieben und Strecken des neuen Signals zum Strahlkegelwinkel

An dieser Stelle sei noch angemerkt, dass alle den Strahl beeinflussenden Parameter der 3D– Modellierung auf ihre Standardwerte zurückgesetzt werden können, denn der Haupteinfluss bei der 3D– Simulation liegt im zeitlich, räumlich abhängigen Masseneintrag des Kraftstoffes. Dieser wird unter der empirischen Berücksichtigung von Einspritzrate und Strahlkegelwinkel richtig erfasst. Wird der Strahl zu schlank vorgegeben, wird ein zu hoher Strahlimpuls vorhergesagt, was wiederum eine zu hohe Eindringtiefe zur Folge hat. Wird der Strahlkegelwinkel zu groß angenommen, verteilt sich der Masseneintrag auf einen zu großen Raum, und die Strahleindringtiefe wird zu klein vorhergesagt.

4.8. Abschließende 3D– Simulation

Durch eine offene Programmiersprache der 3D– Simulationsprogramme ist es jetzt möglich, alle ermittelten Daten in den Steuerfile der 3D– Simulation zu übertragen. Die wichtigsten Parameter sind:

- Geometrische Verhältnisse der Einspritzdüse (Lochdurchmesser, Position der Düse)
- Einspritzrate (als Funktion der Zeit)
- Strahlkegelwinkel (als Funktion der Zeit)

Nach der Speicherung des gesamten Steuerfiles ist nur noch die Geometrie in das 3D– Programm zu importieren, und die eigentliche 3D– Simulation kann gestartet werden.

In den jetzt anschließenden Schleifen muss noch der Parametersatz der 3D– Verbrennungsmodellierung angepasst werden. Weil hier die Anzahl der zu beeinflussenden Verbrennungsparameter

parameter im Verhältnis zu den Sprayparametern sehr klein ist, beschränkt sich die aufsummierte Rechenzeit auf ein Minimum. Durch die empirische Vorgabe der Spraydaten können in fast allen gerechneten Fällen auch die Standardparameter der Verbrennung verwendet werden, und es sind keine weiteren Berechnungsschleifen mit der 3D– Simulation zu erwarten.

4.9. Darstellung Ergebnis Splitinjektion

Der Effekt des reduzierten Impulses, hervorgerufen durch die nadelhubabhängige Auffächerung des Einspritzstrahles, kann jetzt gezielt genutzt werden. Wird eine Einspritzung derart unterbrochen, dass sich die Düsennadel definitiv schließt, wobei die Ballistik, also die Trägheit der Düsennadel, berücksichtigt werden muss, so stellt sich der Effekt eines unterbrochenen Impulses /86/ ein. Durch die Ungenauigkeiten der Ballistik muss sichergestellt werden, dass die Düsennadel definitiv geschlossen wird.

Dieser Idee lag zu Grunde, dass eine Einspritzung einer Reihenpumpe mit einem sägezahnförmigen Einspritzverlauf einer CR– Einspritzung mit dem badewannenförmigen Verlauf gegenübergestellt wurde (Abbildung 57). Der Strahlkegelwinkel wurde nach der gleichen Theorie generiert, wie in Kapitel 4.7 beschrieben.

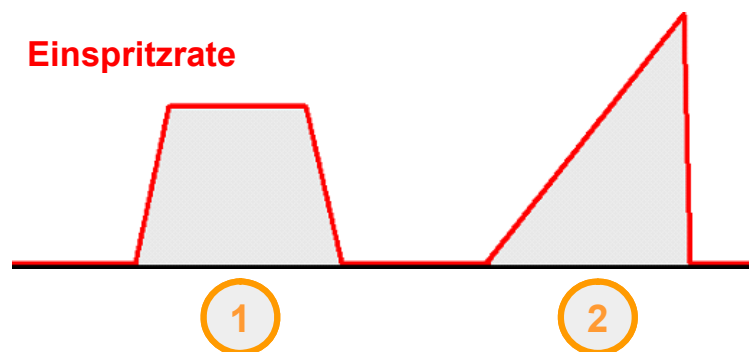


Abbildung 57: Vergleich der Einspritzraten verschiedener Einspritzsysteme
 ①: Einspritzrate eines CR– Systems
 ②: Einspritzrate einer Reiheneinspritzpumpe

Beide Einspritzungen hatten dieselben Randbedingungen (Einspritzmasse, Einspritzbeginn und Einspritzdauer). Auffällig war, dass der Strahlkegelwinkel der Reiheneinspritzpumpe mit dem steigenden Einspritzdruck größer wurde. Dieser Effekt konnte auch schon in Messungen /34/ bestätigt werden. Das Besondere, dass die größere Auffächerung des Strahles der Einspritzung einer Reihenpumpe keinen Wandauftrag auf die Laufbuchse erbrachte, musste auf das CR– System übertragen werden. Demzufolge musste der Strahlimpuls bzw. der Strahlkegelwinkel beeinflusst werden können.

In der Gegenüberstellung der folgenden vier Bildseiten sind die Simulationsergebnisse einer nicht unterbrochenen HE (in den Bildern CR genannt) zu einer geteilten HE (in den Bildern Split genannt) dargestellt. Jede Seite enthält zwei verschiedene, durch einen schwarzen Strich getrennte Stellungen (Zeitschritte) des Kolbens aus der Simulation. Zu jedem gleichen Zeitschritt ist in der oberen Hälfte die nicht geteilte Einspritzung zu sehen, in der unteren Hälfte die geteilte

Einspritzung. Flankierend dazu ist im linken Bereich die normierte Einspritzrate und im rechten Bereich der dazugehörige Strahlkegelwinkel dargestellt. Die gestrichelten blauen Linien in den Diagrammen zeigen den Fortschritt der Einspritzung an.

Die Einspritzung beginnt in beiden Simulationen unter denselben Randbedingungen. Dazu zählt auch, dass die Einspritzmenge in beiden Fällen identisch ist. Durch die Normierung der Einspritzrate fällt jedoch nicht auf, dass die gesamte eingespritzte Kraftstoffmasse gleich ist. Aber die Menge, die während des Nadelschließens und zweiten Öffnens nicht eingespritzt wird, gelangt auch in den Brennraum. Dies geschieht in der Simulation dadurch, dass für die geteilte Einspritzung die Masse pro Zeit während der konstanten Durchströmung leicht erhöht wird. Daraus ergeben sich leicht höhere Tropfengeschwindigkeiten, die die Flammenfront etwas schneller in Brennraum eindringen lassen (Abbildung 58).

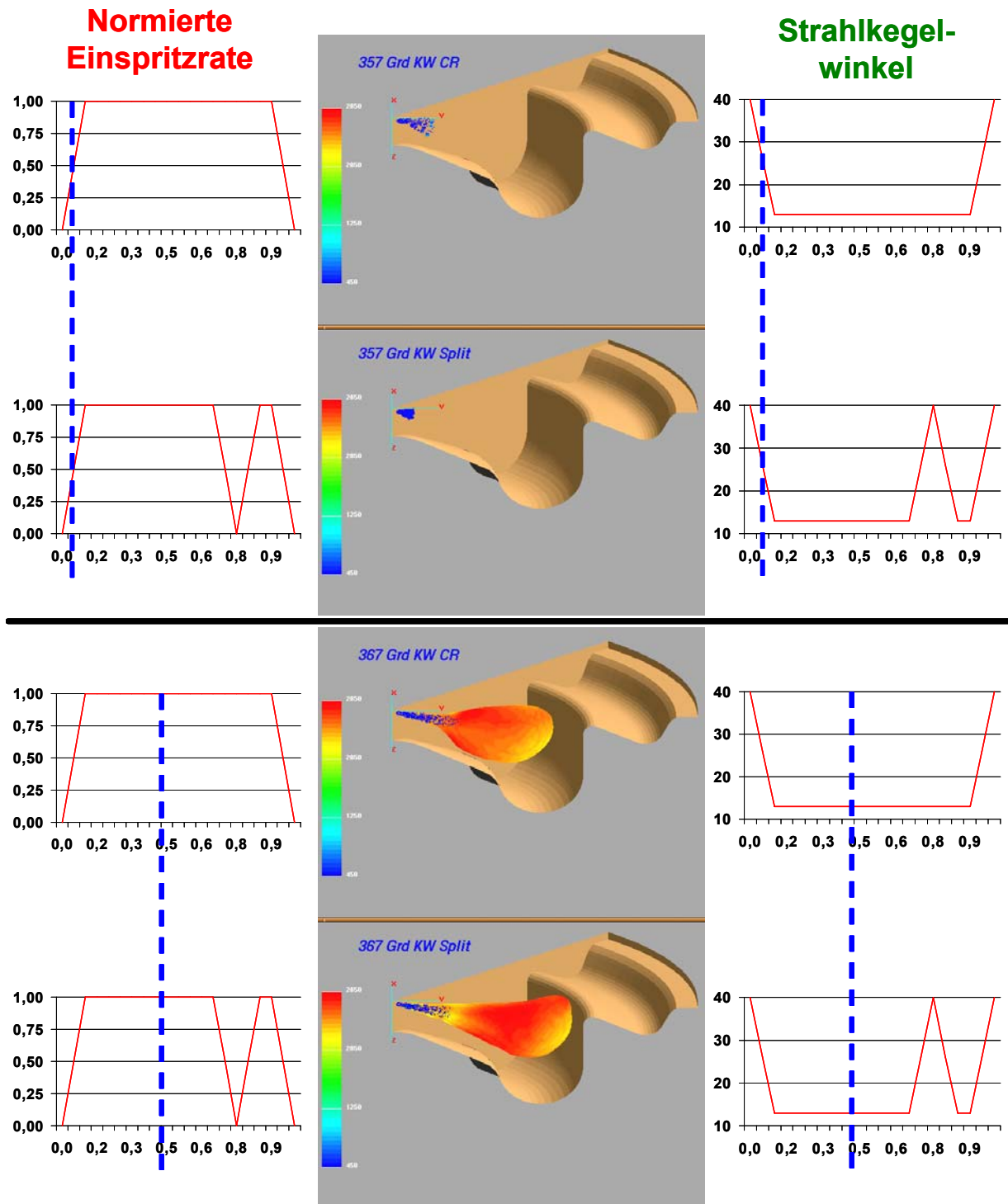


Abbildung 58: Vergleich einfache HE und geteilte Einspritzung (357 und 367 °KW)

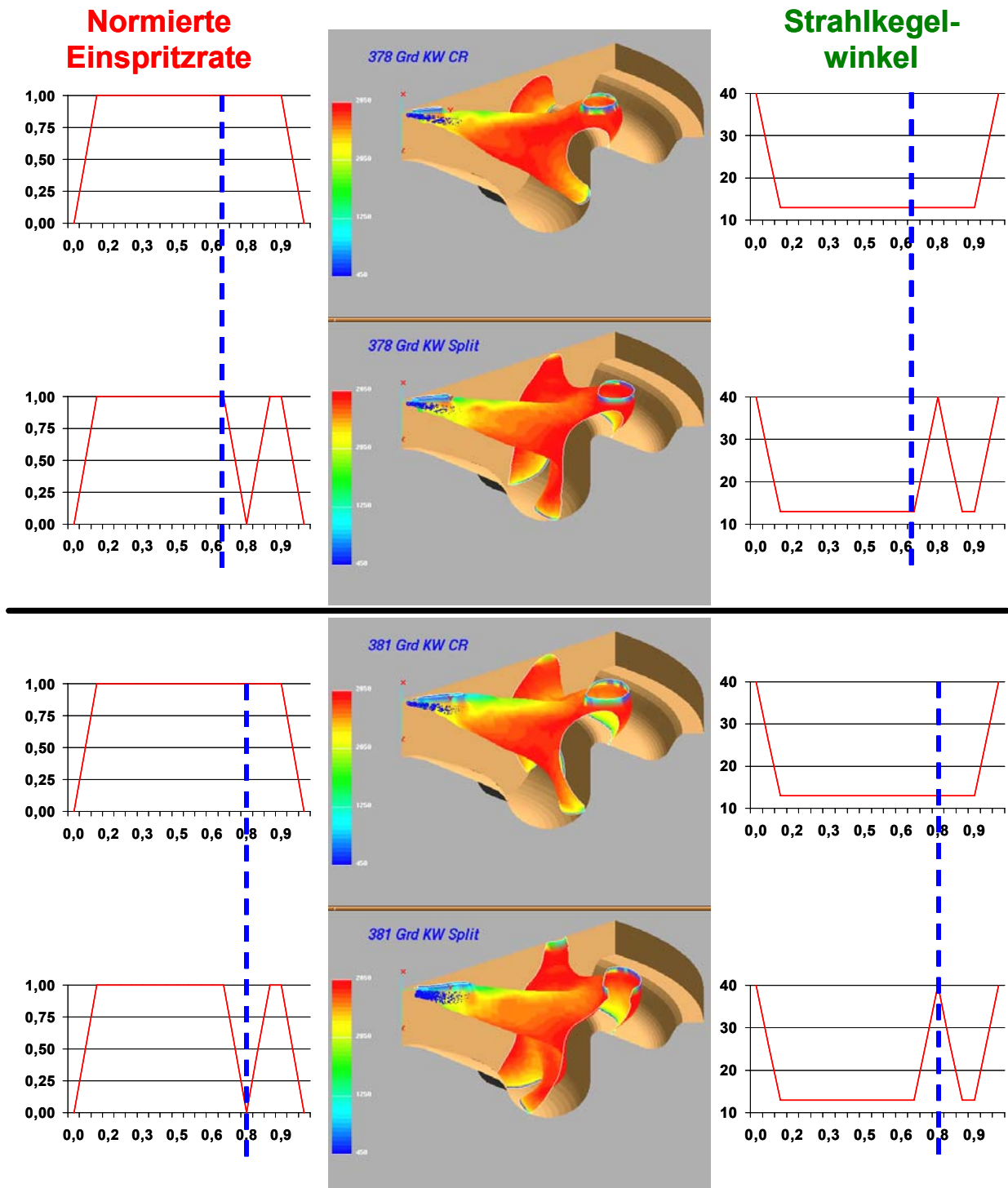


Abbildung 59: Vergleich einfache HE und geteilte Einspritzung (378 und 381 °KW)

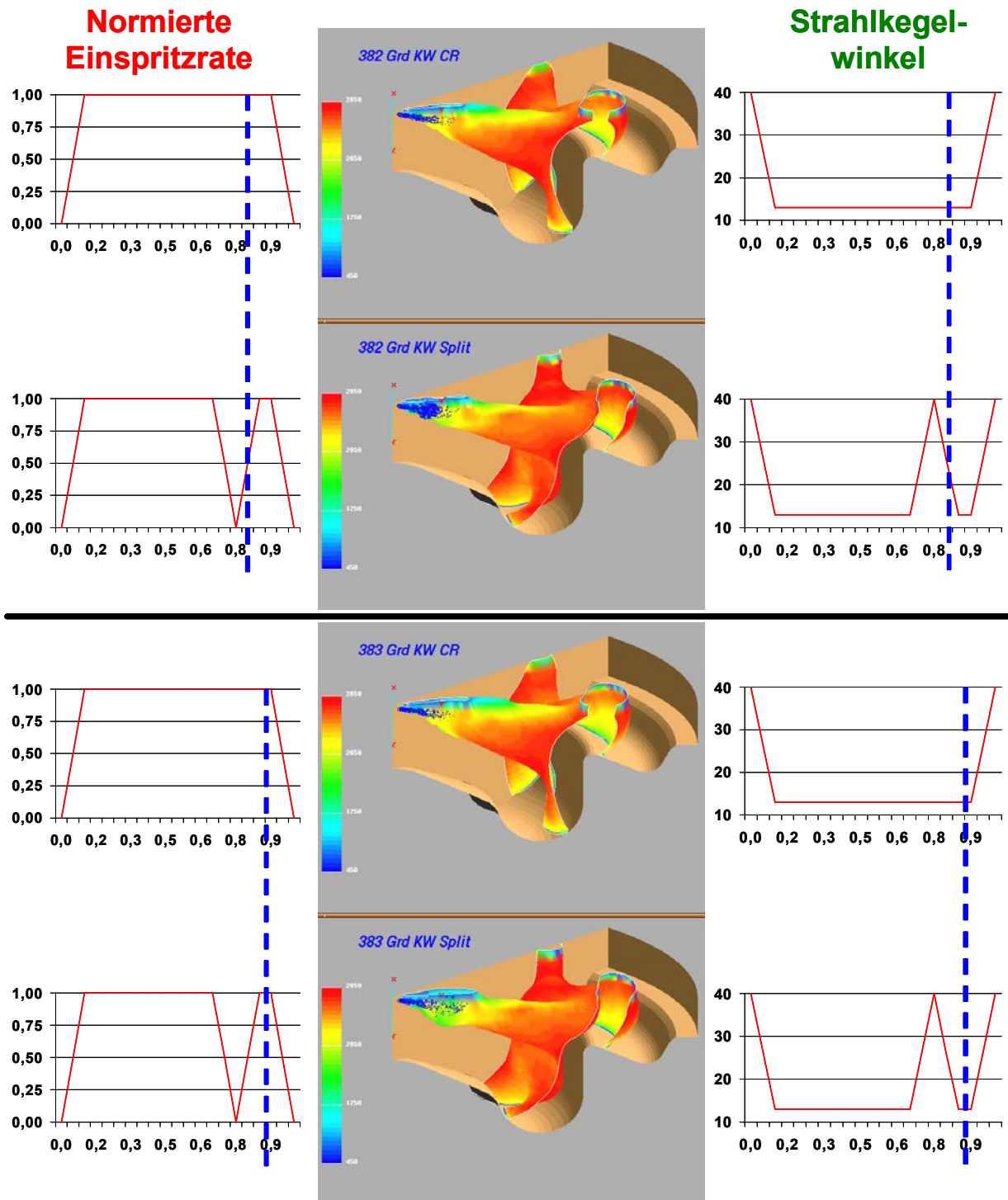


Abbildung 60: Vergleich einfache HE und geteilte Einspritzung (382 und 383 °KW)

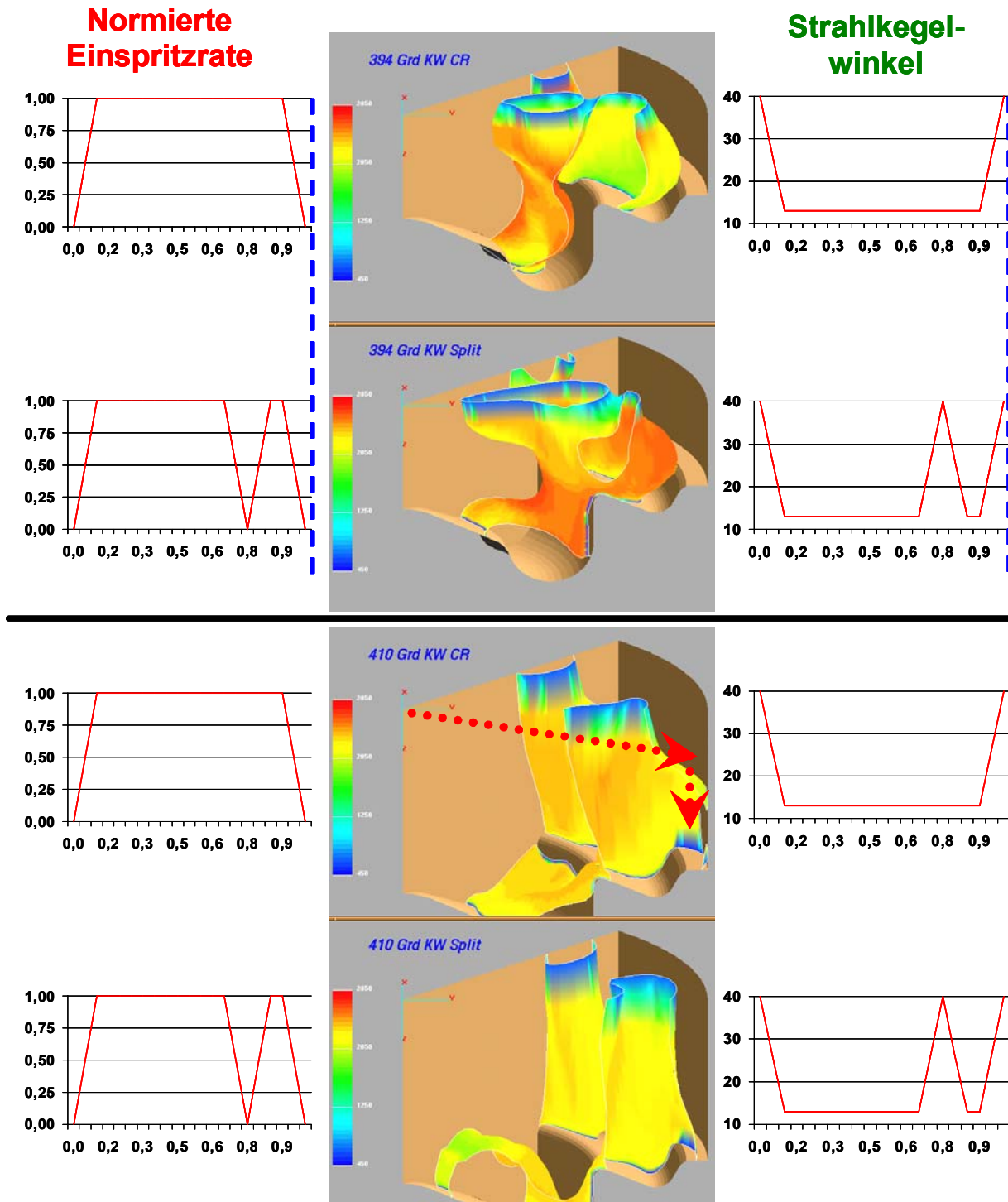


Abbildung 61: Vergleich einfache HE und geteilte Einspritzung (394 und 410 °KW)

Deutlich sichtbar wird das zweite Öffnen der Düsennadel (Abbildung 60, 382 °KW und Abbildung 60, 383 °KW). Es ergibt sich die bereits bekannte Einspritzwolke in Form eines Pilzes (Abbildung 10, ①). Während die Flammentemperatur der geteilten Einspritzung im weiteren Verlauf höher erscheint (Abbildung 61, 394 °KW), stellt sich der gesuchte Effekt der Strahlimpulsreduzierung erst später ein. Durch die Störung des Impulses der geteilten Einspritzung wird die Flammenfront nicht gegen die Laufbuchse gedrückt (Abbildung 61, 410 °KW). Die Strahlachse ist im unteren Bildteil zur Kontrolle noch einmal eingezeichnet (Abbildung 61, rot gepunktet). Es muss für die Bewegung der Flammenfront jedoch noch berücksichtigt werden, dass die durch die Kolbenbewegung initiierte Quetschströmung, die zwischen Zylinderkopf und Kolbenkrone gerichtet ist, dafür sorgt, dass die Flammenfront mit der Kolbenbewegung gegen UT gezogen wird. Dabei kann die Flammenfront aber nicht die gesamte Weglänge mitmachen (Abbildung 61, rot gepunktet).

Die Simulationsergebnisse wurden anschließend an einem Motor verifiziert, der durch seinen hohen Rußeintrag in das Motoröl auffällig geworden ist. Durch die Spliteinspritzung, also die Steuerung des Strahlimpulses, wurde der Rußeintrag derart deutlich reduziert, dass die bis vor dieser Motorentwicklung geltenden Ölwechselintervalle sogar noch verlängert werden konnten.

5. Validierte Indizier- und Strahl- Analyse

Eine große Schwierigkeit in der Simulation besteht darin, dass immer wieder von einer Messung ausgegangen wird oder, spätestens nach sehr guten Simulationsergebnissen, eine Messung nachgezogen wird. An dieser Stelle treten Vorbehalte gegenüber der Simulation in Bezug auf die Vergleichbarkeit auf, und nicht selten wird die Simulation angezweifelt. Eine der Ursachen ist darin zu sehen, dass die Simulation nach einer Messung angepasst werden muss. Die Anpassung hat zur Folge, dass nicht nur ein Simulationsprogramm alleine die Randbedingungen richtig aufzusetzen vermag. Oft wird eine ganze Reihe von Programmen benötigt, um alle Parameter zu adaptieren. Besser wäre natürlich, wenn die benötigten Parameter gar nicht erst angepasst werden müssten, sondern direkt aus den Original- Messprotokollen übernommen werden könnten. Jedoch liegen die Schwierigkeiten hier schon bei den einfachsten Dingen. Z.B. wird im Messprotokoll, historisch bedingt, die Einspritzmenge in mm^3 angegeben, weil es sich aber um eine Masse handelt, verlangen die Simulationsprogramme die Angabe in mg oder nach SI-Einheiten in kg. Werden jetzt noch verschiedene Simulationsprogramme oder sogar kleine selbst geschriebene Routinen eingesetzt, vervielfältigen sich die Möglichkeiten, durch falsche Übertragung von Werten ebenso falsche Ergebnisse zu erhalten.

Das Ziel dieser Betrachtung ist eine

Validierte **I**ndizier- und **S**trahl- **A**nalyse (VISA).

Das Verstehen und Erkennen, also das Ausarbeiten und Fixieren des Ablaufes, einen Steuerfile für die 3D- Simulation zu generieren, sollte zunächst unabhängig vom verwendeten 3D- Programm selbst sein. Bei einem Versionswechsel einer 3D- Software kann es vorkommen, dass der Steuerfile grundlegend geändert werden kann. Und so war die Motivation für diesen Ablaufplan der Versionswechsel eines fast ausschließlich auf FORTRAN basierenden 3D- Programms mit ASCII-Steuerfiles zu einem reinen C++- Code mit ursprünglich binären Steuerfiles. Die bis dahin mit FORTRAN- Programmen bewältigte Generierung der Parameter des Steuerfiles konnte nur noch über ein GUI¹¹ erfolgen, also nicht mehr vollautomatisch.

Ferner können die Überlegungen auf jedes verwendete Programm, sei es 1D oder 3D, übertragen werden. Auch kann der Ablauf um einzelne verwendete Zwischenprogramme ergänzt und erweitert werden, denn Ziel eines solchen Ablaufdiagramms ist, möglichst modular zu arbeiten. Das Projekt VISA kann auch auf andere Programme, die Ablaufdiagramme bearbeiten können, übertragen werden.

Die Analysen (Druckverlauf und Einspritzverlauf) müssen sinnvoll kombiniert werden und münden in einer 1D- Simulation, die Messung und Simulation mit den Randbedingungen, die später in der 3D- Berechnung benutzt werden sollen, derart verknüpfen, dass sowohl Zylinderdruckver-

11 GUI \triangleq Graphical User Interface \triangleq grafische Bedienoberfläche

lauf als auch Energieumsatz schon vor der 3D- Simulation angepasst sind. Erst dann wird die 3D- Simulation mit den über Druckverlauf-, Einspritzverlaufanalyse und 1D- Simulation gewonnenen Parametern gestartet.

Ein weiterer Beweggrund für einen solchen Ablauf ist, Erfahrung eines einzelnen Anwenders festzuhalten und so zu dokumentieren, dass die Arbeit nicht verloren geht, aber jederzeit ohne in einzelne Problemlösungen eingreifen zu müssen, ergänzt oder erweitert werden kann. Damit wird die Akzeptanz der Anwendungen gesteigert. Ferner ist es auch ungeübten Anwendern möglich, diesen Ablauf anzuwenden und in kurzer Zeit Ergebnisse zu erzielen. Am ehesten gelingt die Integration solcher Arbeitsabläufe in die Benutzerwelt, wenn eine vernetzte Berechnung unabhängig von der Computeroberfläche von allen Plattformen gestartet und angewendet werden kann.

Der letzte wichtige Punkt in dem Arbeitsablauf ist eine gute Dokumentation dessen, wie die Ergebnisse entstanden sind. Zu dieser Dokumentation gehört auch, dass alle notwendigen Daten gut sortiert in einer Art Datenbank erfasst werden und dass alle Daten immer wieder in derselben Art abgespeichert werden. So hat jedes verwendete Programm seinen eigenen Unterordner in einem klar gegliederten Projekt.

Dabei stellt sich eine Verkürzung durch Automatisierung vom Prüfstandsdatenblatt bis zur Generierung aller Daten und Konvertierungen ein. Wichtig ist bei der Verkürzung auch eine Verlagerung beim Aufbringen der 3D- Randbedingungen auf eine einfachere Rechnung mit Hilfe erprobter 1D- Simulationen. Hier besteht das größte Einsparpotential.

5.1. Erstellung des Arbeitsablaufes

Es wird ein Flussdiagramm benötigt, das alle Abläufe der Arbeitsschritte festhält. Dies sollte den ganzen Weg vom Indizieren bis zum Start der wiederholten 3D- Simulation umfassen.

Dabei ist es notwendig, alle Zwischenrechnungen, die der Anwender gegebenenfalls sogar in Tabellenkalkulationen durchführt, zu erfassen. Alle Variantenrechnungen, wie sie für die unterschiedlichen Einspritzratengenerierungen (Einspritzpumpenprüfstand, gefeuerter Motor, simulierte oder synthetisch generierte Einspritzrate) notwendig sind, müssen möglich sein. Natürlich muss erfasst werden, welches Programm an welcher Stelle im Ablauf welche Daten benötigt, und wo die Daten mit welchem Programm generiert werden können. Dabei soll der Anwender die Daten später nicht noch einmal überarbeiten müssen (Abbildung 62). Auch sollte dem potentiellen Anwender ein Programm beiseite gestellt werden, dass ihm die Frage nach einer Qualität von Ergebnissen weitestgehend abnimmt. Der Anwender entscheidet, ob er mit den bis zu diesem Zeitpunkt ermittelten Zwischenergebnissen die 3D- Simulation starten oder ob er an entscheidender Stelle seine Eingabeparameter noch verbessern möchte.

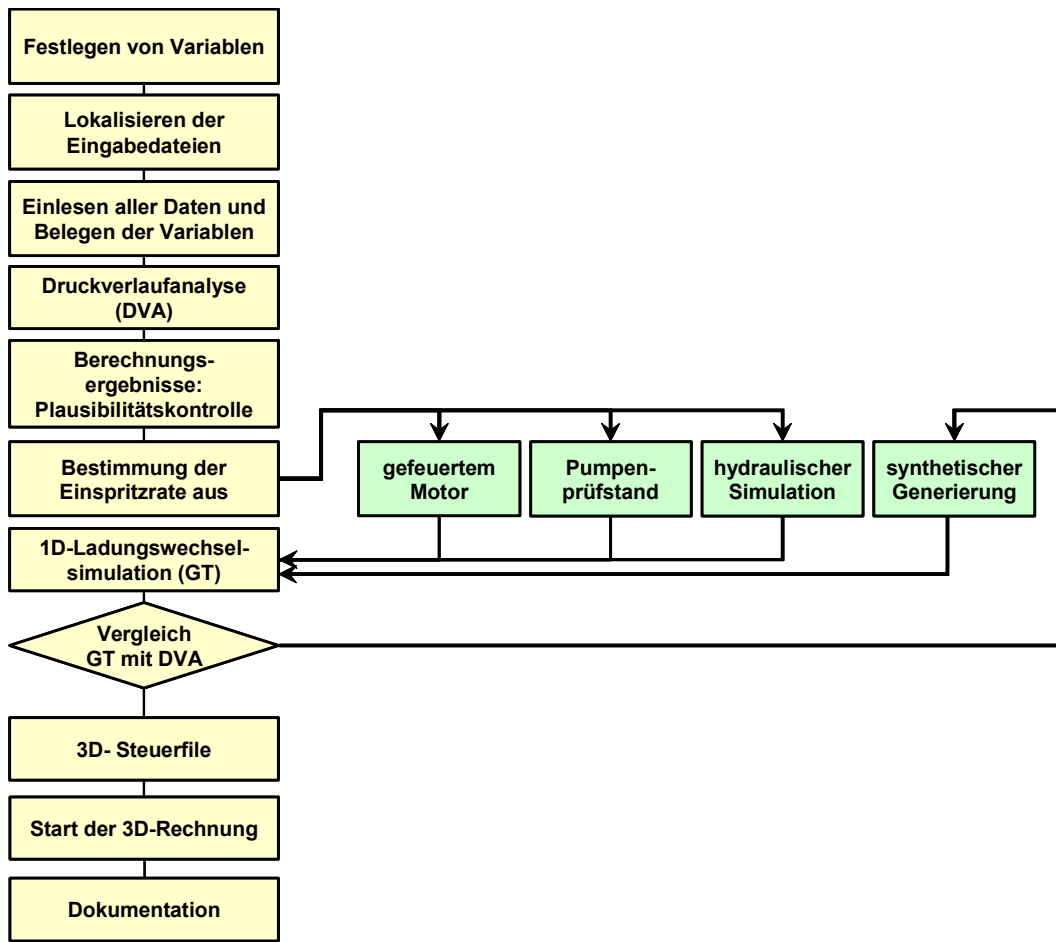


Abbildung 62: Ablaufplan zur Erstellung der Randbedingungen von der Indizierung (Datenerfassung) bis zur Erzeugung des Steuerfiles der 3D- Simulation

Innerhalb des Ablaufs des Weges von VISA werden folgende Schritte gestartet:

1. Anlegen der vollständigen Projektstruktur
2. Dokumentation des Projektes, darin enthalten: Festlegung aller Daten, die im Verlauf des Projektablaufes benötigt werden
3. Diverse Konvertierungswerkzeuge
4. Druckverlaufanalyse (DVA) (Kapitel 3.2) mit der Ermittlung der modifizierten Kolbenbewegungsfunktion
5. Einspritzverlaufanalyse mit
 - Ausarbeitung einer am Einspritzpumpenprüfstand ermittelten Messung
 - Berechnung einer Einspritzrate aus dem Raildruckabfall (Kapitel 4.3)
 - Übernahme von Daten einer Einspritzanlagensimulation
 - Generierung einer synthetischen Einspritzrate (Kapitel 4.5)
6. Umwandlung der Einspritzrate in den Strahlkegelwinkel (Kapitel 4.7)
7. 1D- Ladungswechselsimulation (Kapitel 4.6)
8. Vergleich der Indizierung mit der 1D- Simulation und evtl. Rücksprung zu Schritt 5
9. Ablegen des notwendigen Parameterdatensatzes zum Starten der 3D- Simulation
10. Erstellen einer Dokumentation (Protokoll der verwendeten Daten)

Um die einzelnen Schritte miteinander verknüpfen zu können, gibt es eine Reihe auf dem Markt befindlicher käuflicher Werkzeuge. Weil in diesem Fall zunächst ein 3D- Programm aus einem Softwarehaus als Endanwendung betrachtet wurde, lag nahe, auch ein Werkzeug aus demselben Softwarehaus einzusetzen.

In Schritt 1 wird beim Programmstart, unabhängig vom Betriebssystem, eine Projektstruktur angelegt. Dabei werden alle verwendeten Programme berücksichtigt, dadurch, dass jedes Programm seinen eigenen Pfad und sein eigenes „Working- Directory“ besitzt.

In Schritt 2 wird ein Programm gestartet, das entweder von einem Vorgängerprojekt oder aus Default- Daten alle zu benutzenden Variablen und Motordaten (z.B. Hub, Bohrung, ... oder Motortyp, Motorbezeichnung, ...) abfragt bzw. vorgibt. Damit ist gewährleistet, dass Werte mit keinem Inhalt nicht zu einem späteren Programmabsturz führen. Der Anwender wird gefragt, welches zentral gespeicherte Prüfstandsprotokoll und welche auf einer anderen Platte gespeicherte Zylinderdruckindizierung verwendet werden soll. Diese Dateien werden zunächst in das neu angelegte Projekt kopiert, und dann werden die nötigen Daten extrahiert. Ferner werden die eingegebenen Variablen überprüft, ob deren Zahlenwert innerhalb plausibler Grenzen liegt. Alle Daten werden danach programmintern sofort auf SI- Einheiten umgeschrieben, gespeichert und zur Überprüfung des Anwenders das erste Mal komplett dokumentiert.

In Schritt 3 werden, vom Anwender nicht bemerkt, Konvertierungsprogramme gestartet, die für jedes Programm die Daten zur Verfügung stellt, die es in seiner Originalversion verwendet. An dieser Stelle sei erwähnt, dass ein Ablaufprogramm so variabel sein muss, dass die Möglichkeit bestehen muss, die Daten folgendermaßen bearbeiten zu können:

- reiner ASCII- Format- Suchalgorithmus
- einfache FORTRAN- oder BASIC- Programme
- direkte Tabellenkalkulationsverarbeitung

In Schritt 4 wird eine vollständige Druckverlaufanalyse gestartet. Danach liegen die wichtigsten Randbedingungen für den Zylinderdruck fest. Alle aus der Druckverlaufanalyse gewonnenen Daten werden dem Anwender auf dem Bildschirm visualisiert. Hier besteht das erste Mal die Möglichkeit, diesen Ablauf zu unterbrechen. Einige 3D- Programme können nicht mit der modifizierten, integrierten Kolbenbewegungsfunktion arbeiten. Hier wird die Kolbenbewegung als Tabelle (Kolbenposition über °KW) vorgegeben. Dabei liegt der für die modifizierte Kolbenbewegung notwendige Zylinderdruck, der das Ziel der 3D- Simulation in diesem Arbeitsablauf ist, aus der Indizierung und nicht aus der Simulation vor. Sollte der simulierte Druckverlauf deutlich von der Indizierung abweichen, wird auch die Kolbenbewegung falsch detektiert. Es ist offensichtlich, dass es besser ist, wenn die Kolbenbewegung innerhalb der 3D- Simulation direkt berücksichtigt wird (Formel 12).

In Schritt 5 wird eine Einspritzverlaufanalyse gestartet. Im ersten Durchlauf besteht für den Anwender die Möglichkeit, zu entscheiden, welches Unterprogramm zur Gewinnung der Einspritzrate aufgerufen werden soll.

- Liegt eine Messung vom Einspritzpumpenprüfstand vor, wird der Anwender diese verwenden.
- Liegt eine vollständige Motorindizierung (Druck-, Nadelhub- und Spannpratzen-druck- Verlauf) vor, wird eher die am gefeuerten Motor ermittelte Einspritzrate benutzt.
- Liegt eine Simulation der Einspritzrate vor, besteht die Möglichkeit, die Simulation (**GPA**, **GT- Suite** oder **HYDSIM**) zu starten und das Ergebnis für die Einspritzrate zu verwenden.
- Generell kann auch hier gleich mit einer synthetisch generierten Einspritzrate gearbeitet werden.

Egal welches Unterprogramm gestartet wird, das Ergebnis mündet immer in der zukünftig verwendeten, parametrisierten Einspritzrate.

In Schritt 6 wird der für die 3D- Simulation, manchmal auch schon in einer 1D- Simulation, benötigte Strahlkegelwinkel generiert und abgespeichert.

In Schritt 7 wird mit den so ermittelten Daten eine 1D- Simulation gestartet. Hier kann der Anwender entscheiden, mit welcher Software er arbeiten möchte. Einzelne Anwender bevorzugen **GT- Power**, andere **BOOST** oder **GPA**, etc. Ist eine Anwendung auf dem vom Anwender benutzten Computer installiert, kann sie benutzt werden. Andernfalls muss der Anwender entweder die Anwendung auf einem anderen Computer starten oder mit dem installierten Programm vorlieb nehmen. Die Vergleichbarkeit der Ergebnisse ist gegeben.

In Schritt 8 werden die Ergebnisse der Druckverlaufanalyse und der 1D- Simulation verglichen. Hier werden zunächst die Durchbrennpunkte (5%, 50% und 95%), der maximale Verbrennungsdruck und seine Winkellage sowie weitere wichtige Verbrennungsdaten innerhalb vorgegebener Grenzen farblich (grün innerhalb einer Fehlertoleranz von 2%, rot außerhalb) hervorgehoben und vom Anwender beurteilt. Ist der Anwender mit den Ergebnissen nicht einverstanden, beginnt der Programmablauf wieder mit Schritt 5, allerdings wird jetzt nur noch die synthetisch generierte Einspritzrate benutzt. Liegen alle Werte innerhalb der vorgegebenen Toleranzen, kann der Anwender zwar sein Ergebnis noch weiter verbessern und ebenfalls mit Schritt 5 fortfahren, aber er kann auch den nächsten Schritt einleiten.

In Schritt 9 werden alle gewonnenen Daten so abgespeichert, dass eine 3D- Simulation sofort gestartet werden kann. Es sollte dem Anwender möglich sein, auch noch das 3D- Programm frei zu wählen, jedoch ist diese Integration in das Ablaufprogramm VISA noch nicht erfolgt.

In Schritt 10 werden jetzt noch einmal alle gewonnenen Ergebnisse zusammengefasst und so dokumentiert, dass sie als Ausdruck vorliegen.

In allen Zwischenschritten, in denen der Anwender bezüglich der Qualität befragt wird, werden Zahlenwerte in Tabellenform dargestellt oder ganze Verläufe gleich in Diagrammen verglichen. Der Anwender muss nicht erst diese Programme aufrufen. Bedienungsanleitungen können entweder als eine Präsentation gestartet oder nur als Text bzw. HTML eingesehen werden. Alle auf einem Rechner installierten Programme stehen dem Ablaufprogramm zur Verfügung. Es können Verzweigungen aufgebaut werden. Zur Verfügung stehen auch Suchalgorithmen zum Durchsuchen aller ASCII- Files.

5.2. Automatisierung des Arbeitsablaufes

Ist der Arbeitsablauf definiert, kann unter der wichtigen Voraussetzung, dass die Daten parametrisiert werden können, dieser Arbeitsablauf in eine Berechnungsschleife gesetzt werden. Für z.B. die Einspritzung bedeutet dies, dass nicht die indizierte Einspritzrate genommen werden darf, sondern die in Kapitel 4.5 durch 11 Parameter (VE+HE+NE) beschriebene Einspritzung. Um solch einen automatischen Ablauf entwickeln zu können, ist es wichtig, dass zunächst einzelne Module in Bezug auf Funktionalität und Qualität getestet werden können. Auch die Verknüpfung mit anderen Programmen muss gewährleistet sein, denn oft treten Zugriffsverletzungen auf, weil Programme nicht immer mit den notwendigen Eigenschaften arbeiten. Ein weiteres Problem ergibt sich immer häufiger durch immer stärkere Restriktionen der Computerabteilungen: selbstentwickelte FORTRAN-, BASIC- oder C++- Routinen stehen nicht in der Liste der freigegebenen Firmensoftware und können damit nicht mehr aus einem Arbeitsablauf gestartet werden. Hier ist meistens guter Rat teuer, und der Anwender ist versucht, nur noch mit Tabellenkalkulationsprogrammen oder kompletten Lösungen eines Softwarelieferanten zu arbeiten. Dies bedeutet, dass selbst entwickeltes Wissen immer mehr durch vorgefertigte Software abgelöst wird.

Eine Automatisierung eines Arbeitsablaufes, wie in diesem Fall die Einpassung der Einspritzung in einen gemessenen Zylinderdruck, hilft dem Anwender Zeit zu sparen.

5.3. Beispiel einer Anwendung

Für die Anwendung des Arbeitsablaufes sei hier der Vergleich von Simulation und Messung im Rahmen eines EU geförderten Programms („Control of Soot **Particle Size** by Means of Simulation and Measurement“, Kurzform **PartSize**) zur Beurteilung der innermotorischen Rußentstehung erwähnt. Es wurden sechs charakteristische Betriebspunkte (in den folgenden Bildern BP) eines MAN D0836 Motors ausgewählt (Abbildung 63).

Ziel dieser Betriebspunkte war nicht den Serienstand, sondern sowohl für die Messung als auch für die Berechnung schwierige Betriebspunkte abzubilden. Weil dieser Motor mit einem Einspritzsystem (CR) ausgestattet war, das zu diesem Zeitpunkt nicht der Serie entsprach, konnten Betriebspunkte (14A bzw. 11) mit Emissionen eingestellt werden, die fast keinen messbaren Ruß (Schwärzungszahlen 0,073 bzw. 0,086 FSN) hatten. Ebenso war dieser Motor schon mit

einer Abgasrückführung (AGR) ausgestattet, die erlaubte, Betriebspunkte (13B bzw. 14B) mit AGR (8 bzw. 9.1%) und ohne AGR einzustellen.

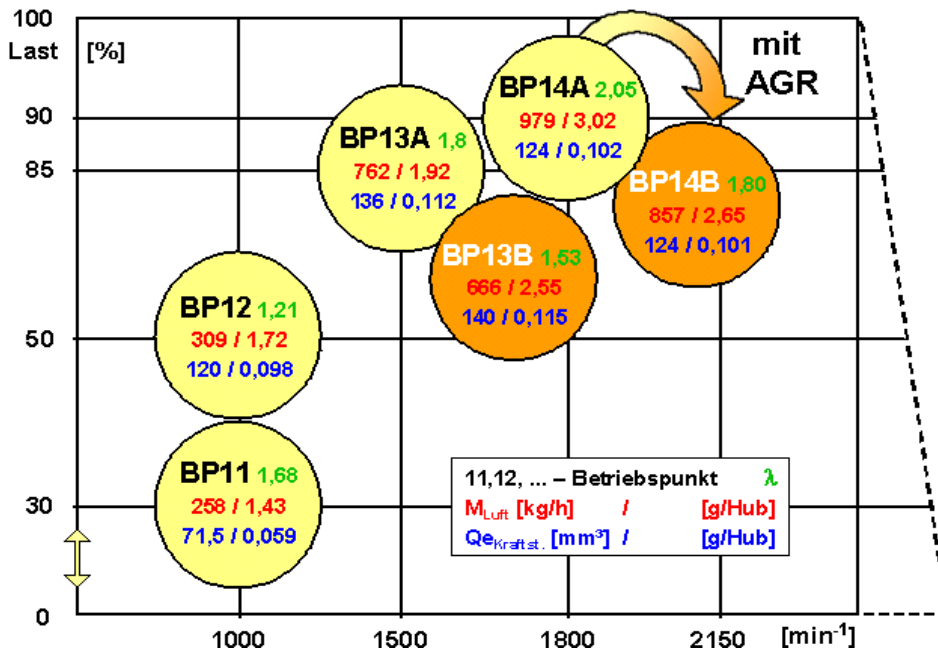


Abbildung 63: sechs charakteristische Betriebspunkte des PartSize Vorhabens

Die Druckverläufe, die schließlich für den Vergleich von Messung und Simulation herangezogen wurden, sind in Abbildung 64 dargestellt.

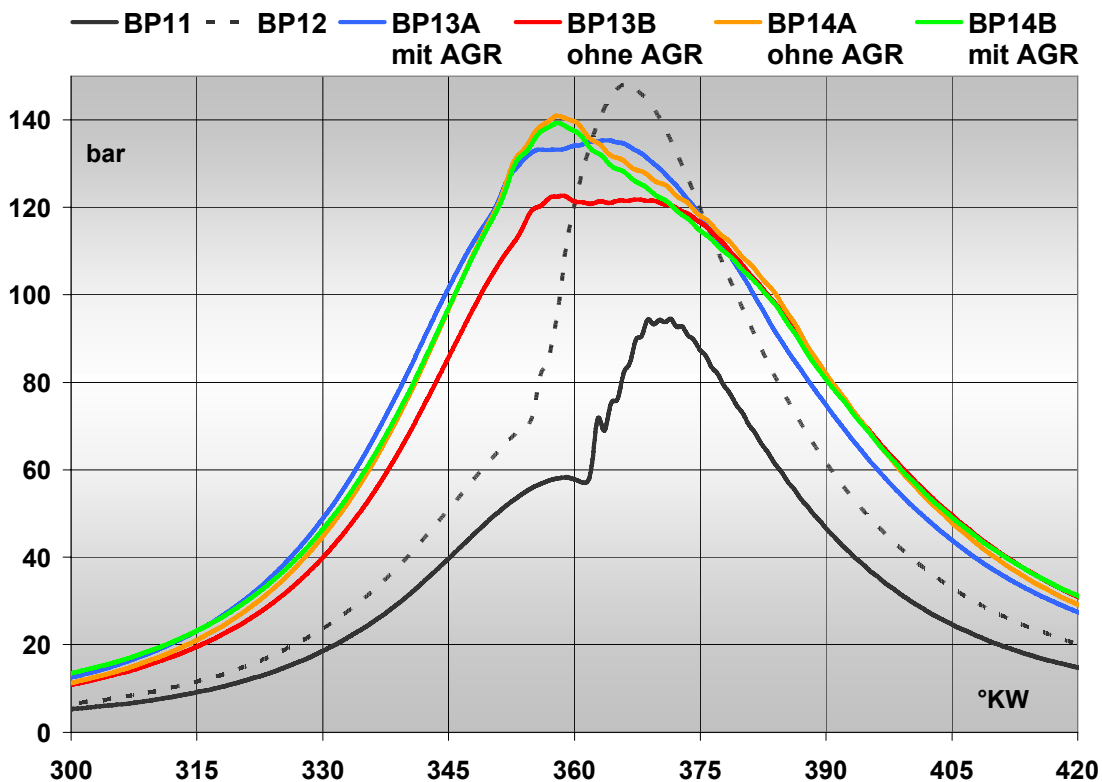


Abbildung 64: Druckverläufe der sechs charakteristischen Betriebspunkte

Um die Qualität des 3D- berechneten Druckverlaufes mit der Indizierung besser vergleichen zu können, wurden beide Druckverläufe (simuliert und gemessen) einer Druckverlaufanalyse un-

terzogen. Danach konnten die im Laufe aller Simulationen (173 Simulationsläufe (3D) für alle sechs Betriebspunkte) ermittelten Parameter in Bezug auf ihre Qualität beurteilt werden.

Im Folgenden ist exemplarisch Betriebspunkt 11 mit den Einstellungen aus Abbildung 63 dargestellt. Die Ergebnisse der Anpassungen für diesen Betriebspunkt aus dem Vergleich der Druckverlaufanalysen (Indizierung und 3D- Simulation) sind in den folgenden Bildern zusammengefasst:

- o Abbildung 65: durch die Druckverlaufanalyse korrigierter Zylinderdruck und dazugehörige Energieumsetzung (Brennverlauf)
- o Abbildung 66: 1. Ableitung vom korrigierten Zylinderdruck (Maß für Lautstärke) und 1. Ableitung der gerechneten mittleren Brennraumtemperaturen
- o Abbildung 67: ermittelte mittlere Brennraumtemperatur und Wärmeübergang

In allen Bildern ist deutlich zu erkennen, dass die Anpassungen der verwendeten 3D- Parameter im Rahmen der Messtoleranzen liegen. Die 3D- typische schnellere Verbrennung und der schlechtere Durchbrand des Kraftstoffes konnte in keinem der sechs Betriebspunkte zufriedenstellend angepasst werden. Weil dieser Fehler jedoch bei allen angewendeten 3D- Simulationen gleichermaßen auftritt und hier (Betriebspunkt 13A/B und 14 A/B) der direkte Vergleich von Betriebspunkten beurteilt werden sollte, wurde dieser Fehler vernachlässigt.

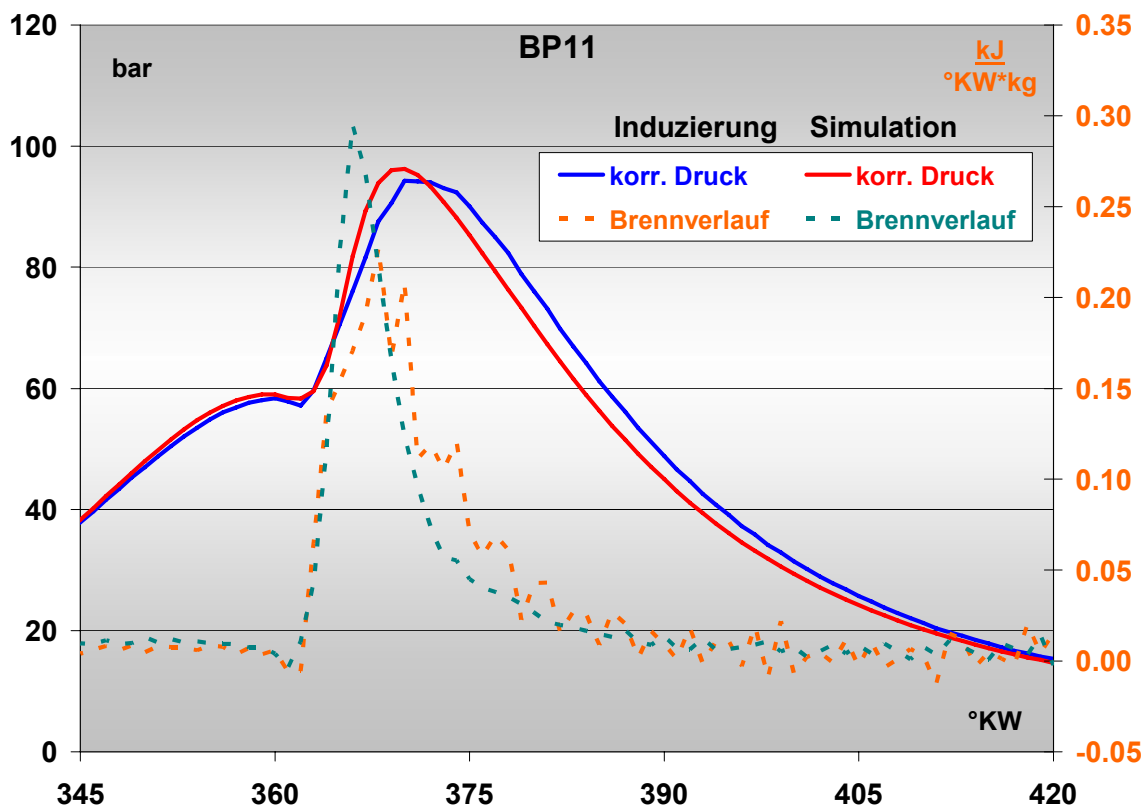


Abbildung 65: BP11: ger. Druck und Brennverlauf

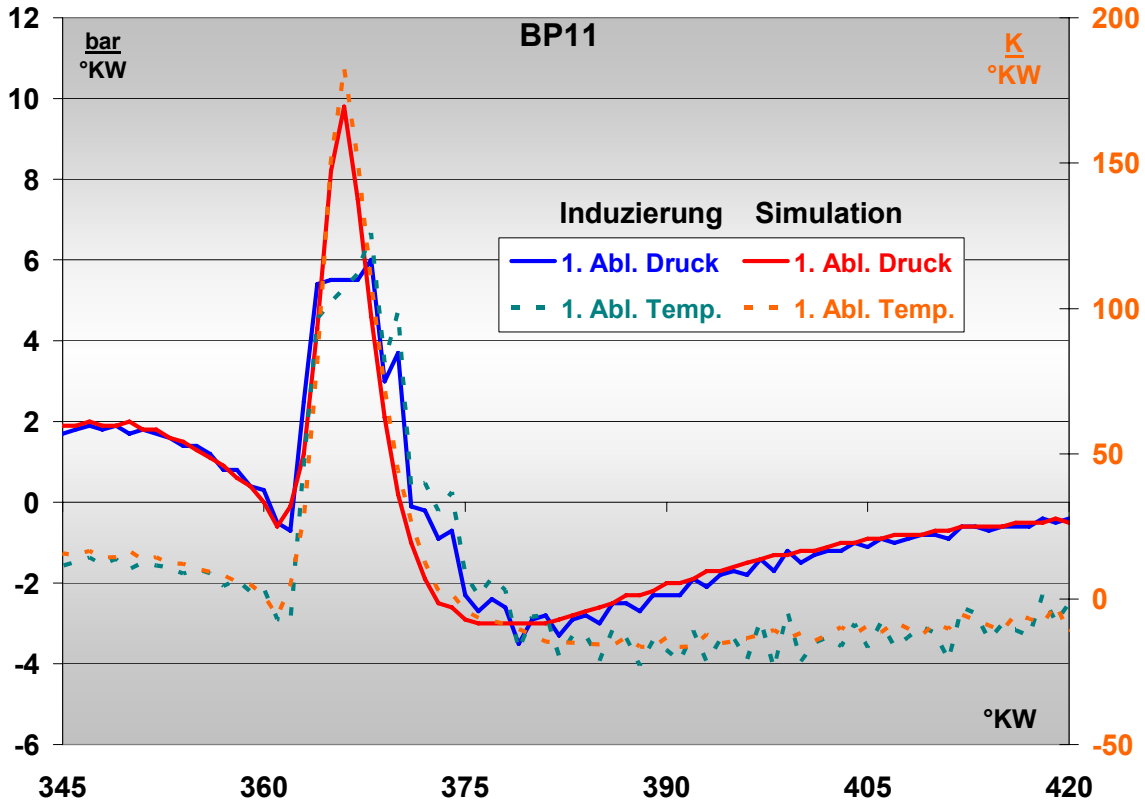


Abbildung 66: BP11: jeweils 1. Ableitung von Druck und Temperatur

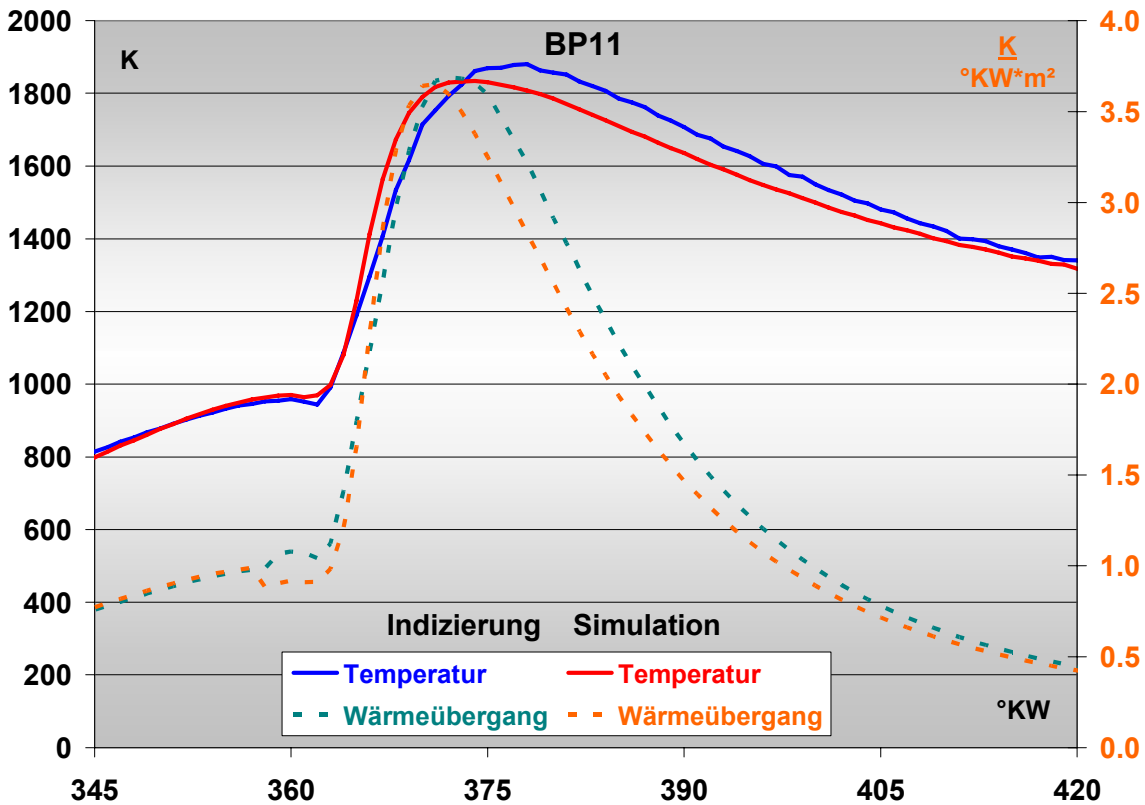


Abbildung 67: BP11: ermittelte Temperatur und Wärmeübergang

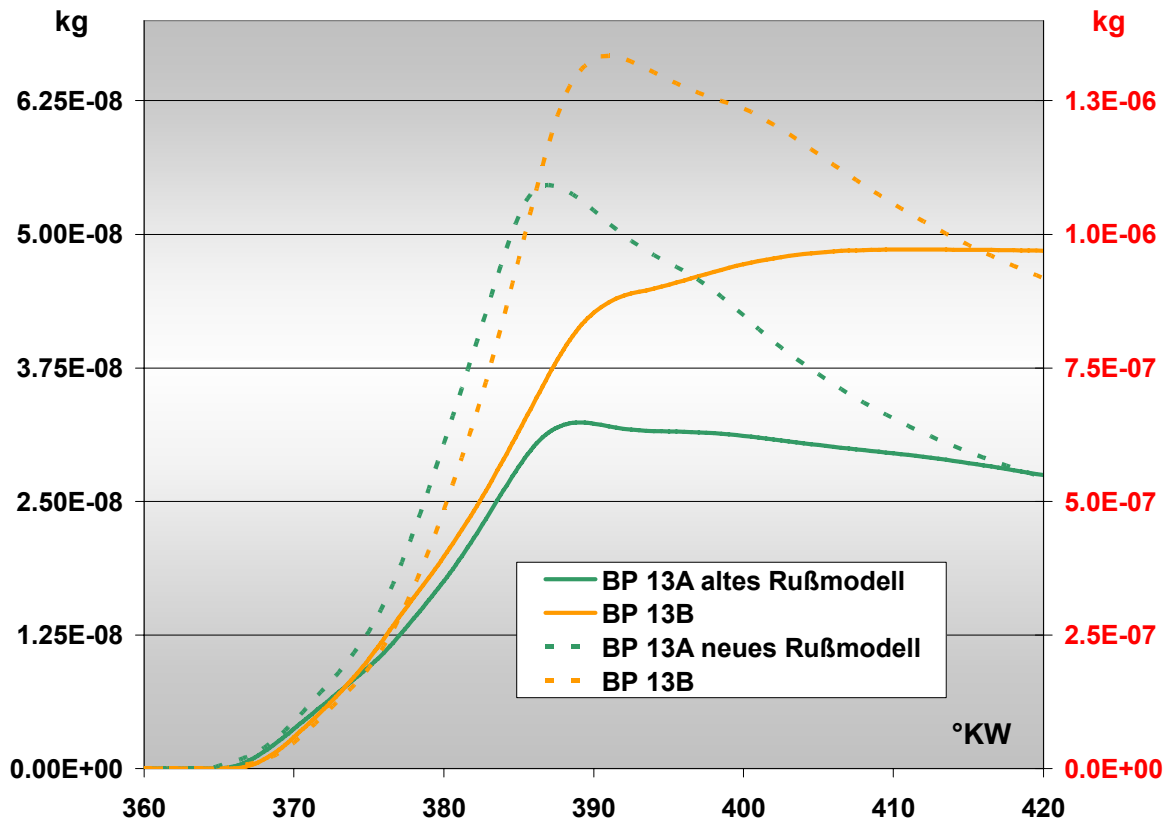


Abbildung 68: BP13: mit/ohne AGR: Rußmasse neues und altes Rußmodell

Das Ziel des EU- Vorhabens, am Ende der dreijährigen Laufzeit ein funktionstaugliches Vorhersagemodell der Rußentstehung und Rußbildung (/89/ und /90/) mit Hilfe der 3D- Simulation einsetzen zu können, wurde in Bezug auf die Möglichkeit, die Schwärzungszahl vorhersagen zu können, nicht erreicht. Jedoch ist das bekannte Verhalten über Rußentstehung und Rußbildung jetzt deutlich besser abgebildet, so dass Tendenzen genauer betrachtet werden können /91/.

Der Vergleich beider Simulationen zeigt grundlegende Unterschiede (Abbildung 68):

- o die Skalierungen (links, schwarz: neues Modell, rechts, rot: altes Modell) liegen um den Faktor 30 auseinander
- o im neuen Rußmodell wird der Rußabbrand deutlicher wiedergegeben
- o die schnellere Rußbildung mit AGR wird im neuen Modell besser berechnet

Dieses Verhalten zeigt sich auch in den gemessenen Partikelgrößen (Abbildung 69) der Betriebspunkte 13 und 14, jeweils mit und ohne AGR: die Rußmasse mit AGR ist größer.

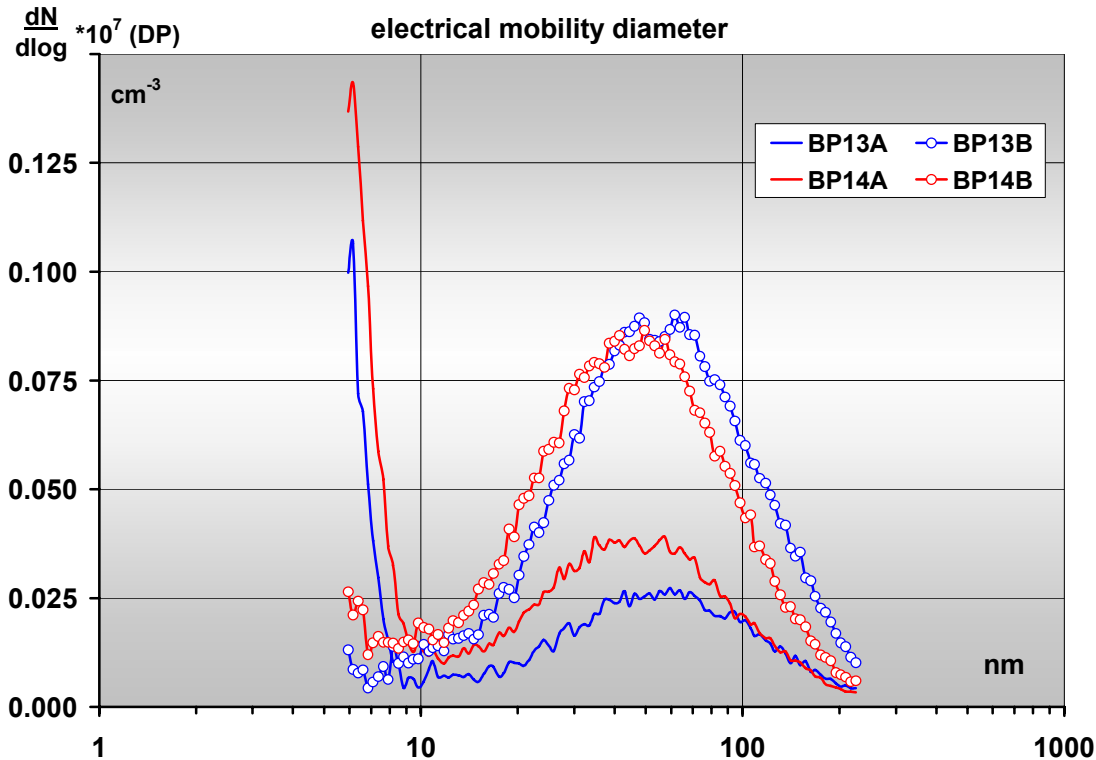


Abbildung 69: BP13 und 14 mit/ohne AGR: gemessene Partikelgrößen Anzahl über Größenverteilung

Allerdings ist die Vorhersage von motorischen Emissionen (g/kWh) noch nicht möglich.

5.4. Vergleich von Bearbeitungs- und Rechenzeiten

Während der ersten Ermittlungen wurde versucht, die Parameter der Betriebspunkte 11, 14A und 14B für Einspritzung und Verbrennung iterativ anzupassen (Abbildung 70). Dann wurde innerhalb dieses EU- Vorhabens das Projekt VISA definiert und entwickelt. Die Anpassungsarbeiten bei den Parametern der Betriebspunkte 12, 13A und 13B wurden mit dem Entwicklungswerkzeug VISA durchgeführt. Das Verhältnis der Variantenvielfalt mit 4 zu 1 zugunsten der Betriebspunkte mit dem ausgeführten Arbeitsablauf VISA ist beeindruckend. Besonders wichtig bei dieser Betrachtung ist die Tatsache, dass es sich bei den Betriebspunkten 13 (A/B) und 14 (A/B) um vergleichbare Betriebspunkte mit derselben Aufgabenstellung (mit bzw. ohne AGR) handelt. War die Parametersuche bei den Varianten ohne VISA geprägt durch die Suche nach den richtigen Sprayparametern und den passenden Einspritzzeitpunkten, brauchte bei den Varianten mit VISA nur die Verbrennung angepasst zu werden. Dort verblieb noch so viel Berechnungskapazität, dass die Verbrennungsparameter für jede Art von Vor-, Haupt- und Nacheinspritzung angepasst werden konnten, wobei die Güte der Wiedergabe der Indizierung stieg.

Die Verlagerung der rechenintensiven 3D- Simulationsschleifen zu Schleifen mit der 1D- Simulation brachte nicht nur Zeitvorteile (Abbildung 70), sondern auch Qualitätsvorteile. Die an den Betriebspunkten mit VISA bezüglich der Verbrennungsparameter gewonnenen Erkenntnisse wurden anschließend auch auf die übrigen Betriebspunkte übertragen.

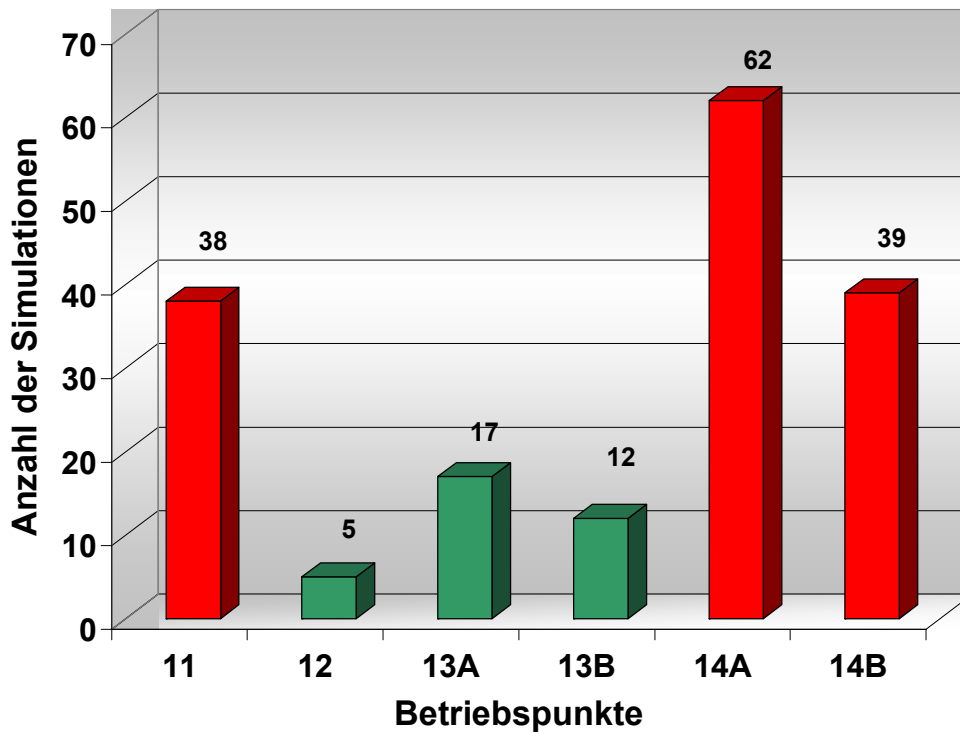


Abbildung 70: Anzahl der Varianten für die Ermittlung der Parameter für Einspritzung und Verbrennung der 3D- Simulation

Der grundlegende Gedanke, dass die physikalischen Modelle zur Abbildung der Verbrennung weitestgehend in der 3D- als auch 1D- Simulation identisch sind, hat sich hier bestätigt. Jedoch ist der Kraftstoffmasseneintrag in der 3D- Simulation komplex und detailliert aufgelöst, wobei die Zellenanzahl wegen der benötigten örtlich zeitlich aufgelösten Informationen selbstverständlich größer ist.

6. Ausblick

Weitere Arbeiten werden mit dem Ziel verfolgt, einen optischen Motor durch das Werkzeug Simulation zu ersetzen. Hierzu müssen allerdings noch eine Reihe von Voraussetzungen geschaffen werden. Eine einfache Handhabung des Werkzeuges soll den potentiellen Anwendern ermöglichen, ihre Hemmungen vor komplexen vernetzten Berechnungen zu nehmen. Der Anwender soll gar nicht merken, welche Programme ablaufen. Durch Plausibilitätskontrollen lassen sich dann auch die Fehler vermeiden, die durch eine falsche Eingabe hervorgerufen werden. Ist z.B. der Steuerfile der 3D-Simulation mit allen Parametern erst einmal gespeichert, kann die eigentliche Berechnung im Hintergrund auf irgendeinem im Rechnernetz befindlichen Computer ablaufen. Hat dieser Computer eine genügende Anzahl von Prozessoren und besitzt er ausreichend Hauptspeicher, so wird die Berechnung schneller durchgeführt. Liegen dann die Ergebnisse nach einer Indizierung in vorgefertigten Auswertematrizen innerhalb einer Stunde oder kürzer vor, so steigt die Akzeptanz in der Anwendung dieser Berechnungen. Um die Rechenzeiten weiter zu verkürzen, ist der Einsatz von validierten Ersatzmodellen, die schneller rechnen und weniger Parameter benötigen, wünschenswert. Hier soll die von Reichelt und Lenz aufgezeigte Möglichkeit umgesetzt werden, den Tropfenaufbruch nicht mit einem festen Aufbruchmodell durch Anpassung der Parameter zu simulieren. Der Zustand des Tropfens $f(We, Oh)$ besagt, welches entsprechende Modell mit seinen vordefinierten Parametern zur Anwendung kommt.

Dennoch ist es bisher nicht möglich, Emissionen einer innermotorischen 3D-Simulation auf g/kWh vorherzusagen, und so müssen wie bisher nur die Tendenzen betrachtet werden. Allerdings besteht die Hoffnung, dass im Laufe der Zeit die Detaillierung der Modelle zunimmt und chemische Vorgänge, die in den meisten Programmanwendungen als Ersatzreaktionen berechnet werden, durch immer bessere Reaktionsmodelle abzubilden.

6.1. Visualisierung mit Hilfe der Simulation als Ersatz des optischen Motors

Bisher ist es nur in Einzelfällen gelungen, den realen Motor mit Hilfe der Simulation nachzurechnen. Allerdings wurden dabei in allen Fällen die Parameter von Hand solange variiert, bis vergleichbare Ergebnisse vorlagen. Diese Ergebnisse haben allerdings auch gezeigt, dass es möglich ist, den realen Motor so abzubilden, als hätte der Anwender durch die Simulation einen Einblick, wie durch einen optischen Motor. Dabei ist die Vorgehensweise geprägt von der auf den einzelnen Computern installierten Software. Zunächst wird eine Messung an den Prüfständen durchgeführt (Abbildung 71). Nebenbei wird die Zylinderdruckindizierung auf einem Indiziergerät (Transientenrekorder) durchgeführt. Die Daten werden händisch oder mittels des Ablaufprogramms VISA zur Workstation des Anwenders geleitet.

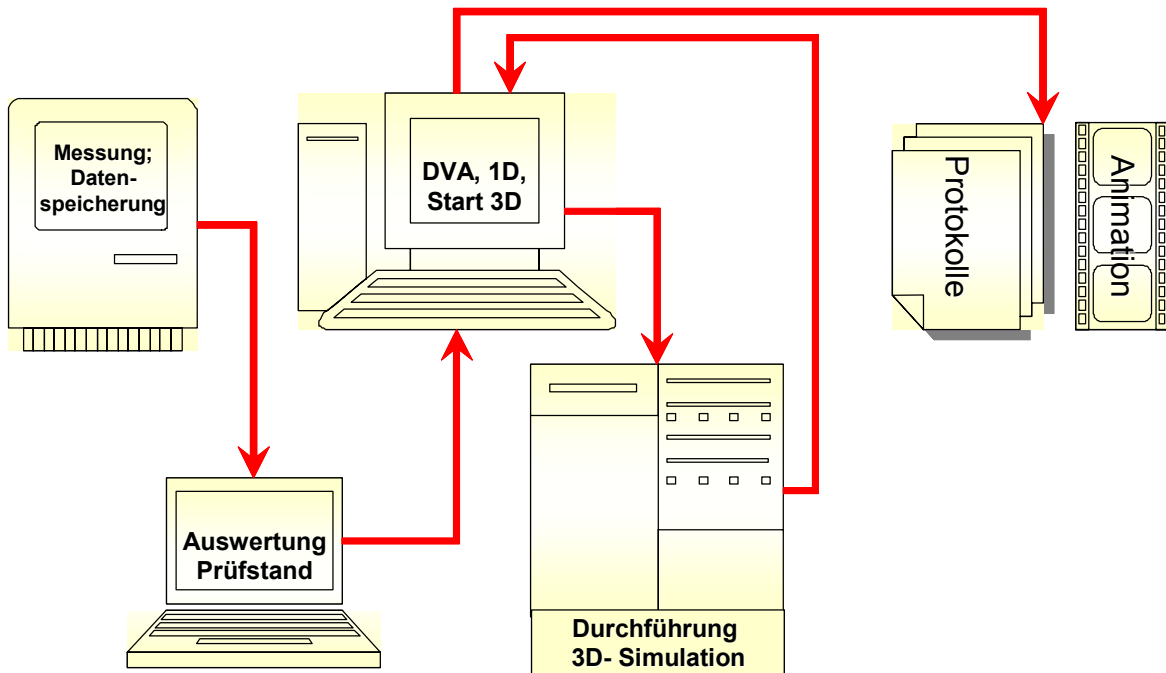


Abbildung 71: Bisheriges Vorgehen zur Visualisierung der Verbrennung als Ersatz eines optischen Motors

Dort beginnt der Anwender mit der Auswertung der Indizierung und der Generierung der Parameter zur 3D-Simulation. Er kann wahlweise alle Schritte von der Druckverlaufanalyse, der Einspritzverlaufanalyse bis zur 1D-Simulation separat durchführen oder das Ablaufprogramm VISA nutzen. Dann startet der Anwender entweder von der Workstation die lokale 3D-Simulation, oder er hat die Möglichkeit, einen Rechner mit mehreren Prozessoren anzusprechen (remote Simulation). Nach dieser 3D-Simulation entscheidet der Anwender, ob die Ergebnisse in der Qualität genügen oder ob die 3D-Simulation noch eine Anpassung in den Parametern benötigt. Danach beginnt eine zeitraubende Auswertung. Diese umfasst nicht nur das Erstellen von Protokollen oder Berichten, sondern auch die Animation (Erzeugung von Filmen) zur Verdeutlichung der Vorgänge. Diese Animationen werden vom Anwender selbst erstellt und zeigen die dem Anwender wichtigen Einblicke in die Verbrennung. Eine Standardisierung der Ansichten ist nicht vorgesehen.

Um die Visualisierungstechniken mit Hilfe der Simulation zu beschleunigen, bedarf es weiterer Schritte: die Automatisierung muss erweitert werden. Über alle Schritte, von der Erfassung der Indizierkurven bis zur Erarbeitung der noch offenen Parameter im Rahmen des Arbeitsablaufes VISA, soll eine Optimierungssoftware gestülpt werden, die die noch offenen Variablen innerhalb definierter Grenzen optimiert. Aus dieser Software heraus sind auch die Großrechner mit mehreren Prozessoren anzusprechen, d.h. die 3D-Simulation muss aus dem Arbeitsablauf gestartet werden können, und die Ergebnisse der 3D-Simulation müssen dem Arbeitsablauf in vollem Umfang zur Verfügung stehen. Dies ist umso schwieriger, weil die 3D-Ergebnisse, um Datenplatz zu sparen, derart verschlüsselt sind (binär), dass andere Anwendungsprogramme selten die 3D-Ergebnisse weiterverarbeiten können. Im ersten Schritt ist erforderlich, dass eine

Standardisierung festgelegt wird, bis zukünftige Anwender so geübt in den Anwendungen sind, diese Darstellungen für sich zu modifizieren.

6.2. Integration in Indizierertechnik und remote Berechnungen

Eine weitere Möglichkeit ist, die Programme der Indiziergeräte so zu erweitern, dass neben der Druckverlaufanalyse, die heute schon teilweise integriert ist, Anwendungen anderer Rechner gestartet werden können. Eine Vernetzung aller Geräte und Computer, die im Zusammenhang einer Indizierung benutzt werden, ist dabei notwendig.

Vielleicht ist sogar das Integrieren des Ablaufprogramms VISA auf einer Indizierstation möglich. Dann wäre nur noch die Vernetzung mit dem Großrechner zu schaffen, und der Anwender kann sich die Ergebnisse zeitverzögert, aber direkt am Prüfstand ansehen. Dies würde helfen, die Entwicklungsarbeit am Prüfstand zu verdeutlichen und damit auch zu beschleunigen.

Selbstverständlich ist die ganze Berechnung nicht an einem Prüfstandsrechner oder einem Indizierrechner möglich. Die 3D– Simulation ist aufgrund ihrer Numerik so aufgebaut, dass die Software sehr gut parallelisiert. So ist eine Verdoppelung der Anzahl von Prozessoren fast einer Halbierung der Berechnungsgeschwindigkeit gleichzusetzen.

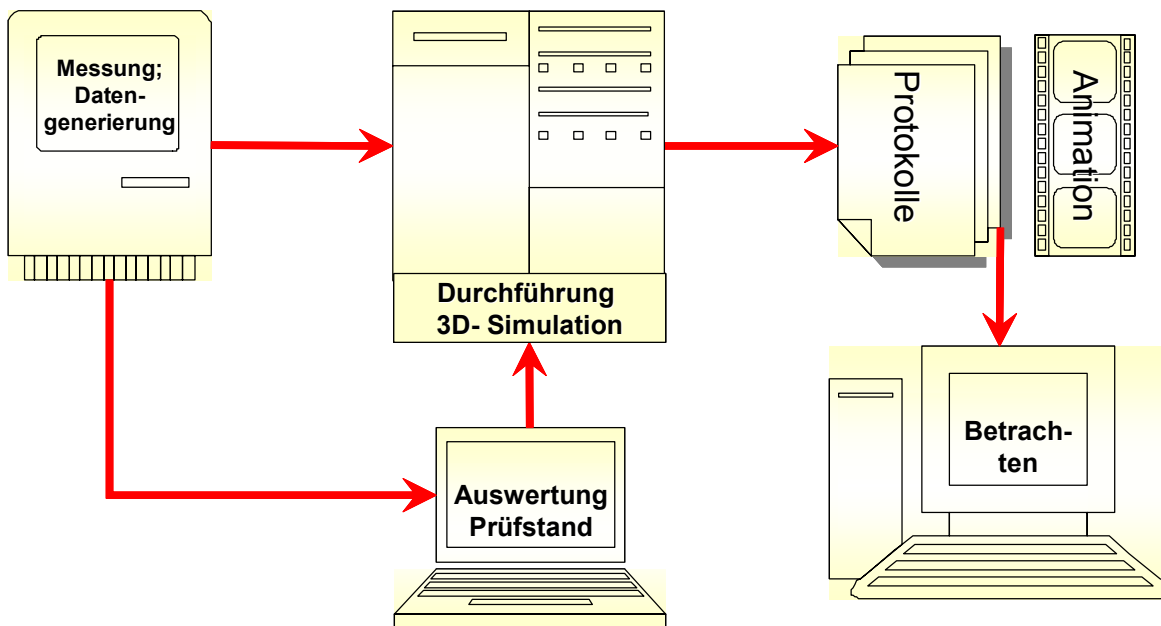


Abbildung 72: Mögliche Konfiguration einer Visualisierung der Verbrennung

In Abänderung zu Abbildung 71 würde eine leicht zeitverzögerte Auswertung, zunächst die Prüfstandsauswertung, dann die Berechnung auf dem Großrechner mit mehreren Prozessoren, eine Beschleunigung der Prüfstandsarbeiten bewirken (Abbildung 72). Die Generierung von Protokollen und der Animationen würde noch auf dem Großrechner ablaufen. Es sind Berechnungszeiten für ein Strahlsegment im Bereich der 3D– Simulation mit einer Anzahl von ca. 30 Prozessoren denkbar, die im Bereich von 15 bis 30 Minuten liegen. Dies wäre der Zeitrahmen, der am Prüfstand gerade noch tragbar wäre.

Allerdings gilt diese Zeit (15 bis 30 Minuten) nur dafür, wenn alle Parameter für die 3D-Simulation angepasst sind. Weil dies in den wenigsten Betriebspunkten zu erreichen sein wird, ist auch hier wieder eine Anpassungsarbeit notwendig. Es wäre möglich, über den Ablauf der Berechnung ein Optimierungsprogramm zu legen, das mit der geeigneten Wahl von Optimierungsvariablen in der Lage ist, die Einpassung aller Parameter ohne Eingriff des Anwenders zu meistern. Diese Variablen liegen aus der Erfahrung mit dem Projekt **PartSize** auf der Seite der Verbrennungsparameter des 3D-Programms. Als Ursache hierfür ist zu betrachten, dass das empirische Modell (Kapitel 4.7) den primären Tropfenaufbruch sehr gut wiedergibt, aber das sekundäre Aufbruchverhalten vom Anwender durch Anpassung der Verbrennungsparameter gehandhabt wird. Besonders deutlich muss diese Anpassung des sekundären Aufbruchverhaltens bei einer Vor-, Haupt- und Nacheinspritzung berücksichtigt werden.

Ein Grund für Probleme bei der Berechnung kann sein, dass der dynamische Höhenwinkel, verursacht durch die Kavitation im Düsenloch, nicht berücksichtigt wird. Hier könnte das empirische Modell dahingehend erweitert werden, dass eine zweite Einspritzdüse mit demselben zeitlichen Verhalten und denselben geometrischen Koordinaten einspritzt. Beide Düsen teilen sich die Einspritzmasse. Die erste Düse verhält sich nach dem empirischen Modell, während die zweite Einspritzdüse mit einem kleineren konstanten Strahlkegelwinkel, aber modifizierten Schirmwinkel einspritzt (Abbildung 73).

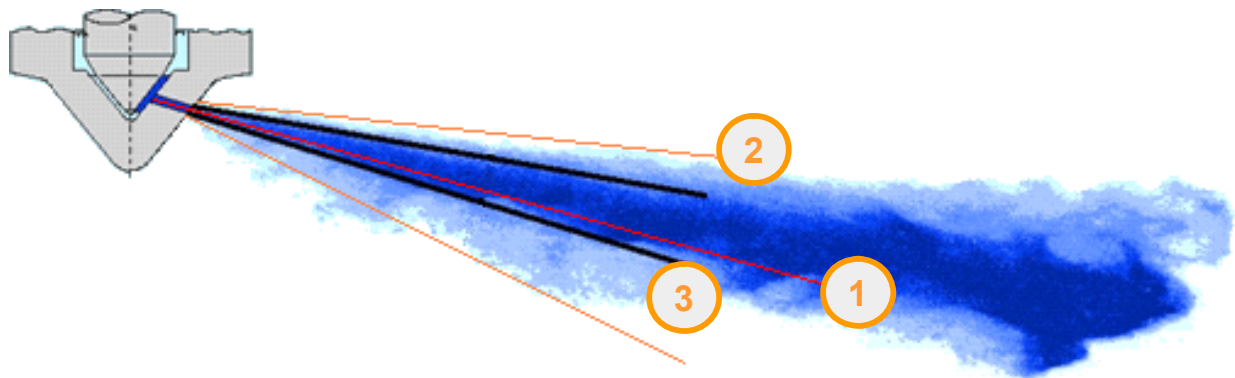


Abbildung 73: Modellierung Düse in Düse zur Generierung des dynamischen Höhenwinkels
①: geometrische Strahlachse (original Schirmwinkel) (rot)
②: Strahlkegelwinkel, $f(\text{Einspritzrate})$, siehe Kapitel 4.7 (orange)
③: zusätzliche Düse mit kleinem Strahlkegelwinkel (schwarz)

Sowohl Eindringverhalten, Scherwirkung der beiden Strahlen untereinander, als auch die Verdampfung werden sich ändern.

6.3. Integration Aufbruchmodell

Pilch und Erdmann (1987) werteten in der Literatur verfügbare experimentelle Daten zum Tropfenzerfall aus und klassifizierten verschiedene Mechanismen des Tropfenzerfalls anhand der Weber– Zahl /22/.

Für die Simulation bedeutet der Zusammenhang von Weber– und Ohnesorge– Zahlen, dass, wie es Renz und Reichelt nachgewiesen haben, je nach dem Verhältnis dieser Zahlen das entsprechende Zerfallsmodell aktiviert werden sollte (/92/ und /93/). Dabei werden folgende Zerfallsmodelle von Tropfen beginnend mit niedriger Weberzahl zu höherer Weberzahl durchlaufen (Abbildung 74).

- Deformation
- Schwingungszerfall
- Deformation
- Blasenzerfall
- Keulenzzerfall
- Scheibenzerfall
- Spontaner Zerfall

Bei sehr hohen Ohnesorge– Zahlen verschiebt sich das Verhalten zu höheren Weber– Zahlen.

Zu jedem aufgezählten Aufbruchverhalten existiert heute schon ein Modell mit seinem eigenen vordefinierten Parametersatz. In einem guten 3D– Simulationswerkzeug sind auch alle Modelle programmiert und anwendbar. Eine Kombination all dieser Modelle innerhalb eines Strahles wurde bislang noch nicht angewendet. Dieses erweiterte Sekundäraufbruchmodell ist bisher noch in keiner 3D– Simulation zu finden.

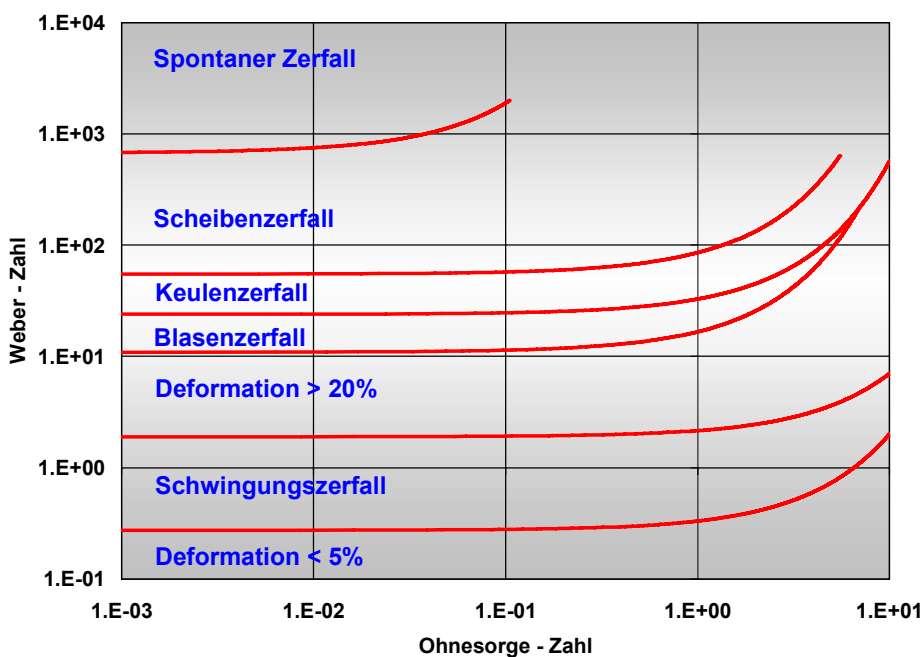


Abbildung 74: Weber– über Ohnesorge– Zahl: Charakterisierung des Tropfenaufbruchs

Eine Integration dieses Verhaltens würde den Anwender von der Suche nach den richtigen Sprayparameter befreien und die Anzahl der Berechnungsschleifen noch weiter reduzieren, zumal Reichelt in seiner Arbeit festgestellt hat, dass bei jedem bisherigen Modell die Standardparameter unverändert übernommen werden können. Allerdings würde die Rechenzeit der 3D-Simulation ansteigen.

7. Zusammenfassung

Stand zu Beginn der Arbeit die Frage nach der grundsätzlichen Qualität der 3D– Simulationswerkzeuge im Vordergrund, so wurde schnell deutlich, dass für die Common– Rail– Einspritzung eines Nutzfahrzeugdieselmotors die 3D– Simulation erfolgreich eingesetzt werden kann. Es konnte auf der Suche nach einer Erklärung der Brennflecken auf der Kolbenkrone auch die Ursache des Rußeintrages ins Motoröl bei einer sehr späten und langen Einspritzung mit Hilfe der 3D– Simulation visualisiert und erklärt werden.

Wichtige Effekte zur Bestimmung der Randbedingungen wurden dabei in die 3D– Simulation integriert. Dazu zählt die durch hohe Zylinderspitzen drücke verursachte Stauchung der am Verbrennungsprozess direkt beteiligten Motorbauteile.

Die Randbedingung des Masseneintrages der Einspritzung wurde über die Einspritzrate hinaus auf die Betrachtung des zeitlich variablen Strahlkegelwinkels erweitert. Die Gewinnung der Einspritzrate kann dabei, statt bisher von einem Einspritzpumpenprüfstand, auch direkt am gefeuerten Motor aus den Daten des Raildruckabfalls gewonnen werden. Dies ist mit einer Verkürzung des Messaufwandes verbunden.

Die Randbedingung der an der Verbrennung beteiligten Luft wird ursprünglich aus einer Motorindizierung gewonnen. Eine genaue Druckverlaufanalyse korrigiert zuvor alle mit einer Indizierung einhergehenden Fehler. Der dabei gewonnene Qualitätsgewinn kann noch weiter gesteigert werden, indem die nicht exakt messbaren Einspritzzeiten und die Aufteilung der gesamten Einspritzmasse auf die einzelnen Teileinspritzungen in einer Prozessanalyse korrigiert und angepasst werden. Einspritzzeiten und Einspritzmassen beeinflussen in entscheidendem Maß die Verbrennung. Die Anpassung muss für alle Arten von Vor–, Nach– oder geteilter Einspritzung durchgeführt werden.

Durch die Verlagerung dieser Anpassungsarbeiten von der 3D– auf die 1D– Simulation wird alleine schon aufgrund der deutlich kürzeren Rechenzeiten der 1D– Simulation ein großes Einsparpotential gewonnen.

Ein weiteres Einsparpotential lässt sich durch die Automatisierung der gesamten Prozesskette, beginnend mit der Indizierung bis zum Start der 3D– Simulation, gewinnen. Durch qualitativ abgesicherte Einstellung der Parameter der 3D– Simulation lassen sich viele Fehlversuche, den indizierten Druckverlauf nachzubilden, vermeiden. Hierzu zählt auch die Gewinnung des zeitlich veränderlichen, statt sonst konstanten Strahlkegelwinkels mittels eines empirischen Modells.

Bisher wird ein konstantes Tropfenaufbruchmodell für alle in das Berechnungssystem gebrachten Tropfen verwendet. Wenn jetzt jedem einzelnen Tropfen sein eigenes Zerfallsmodell in Ab-

hängigkeit von Weber- und Ohnesorgezahl zugewiesen wird, kann weitere Anwendersicherheit gewonnen werden.

So sind mit dem gesamten Potential aller Einsparungen Rechenzeiten unter einer Stunde für die Bearbeitung der vollständigen Prozesskette möglich. Diese Verkürzung ist gleichzeitig verbunden mit einem Qualitätsgewinn durch die Vermeidung von Anwendungsfehlern.

Durch diese Betrachtungsweise kann ein optischer Motor in einigen Anwendungen durch einen virtuellen Motor ersetzt werden.

8. Anhang

8.1. A (Formeln für die Auswertung eines Druckverlaufes)

Mit den allgemeinen Motordaten lässt sich die eingespritzte Kraftstoffmasse m_k folgendermaßen berechnen:

$$m_k = \frac{B_e \cdot P_{\text{eff}} \cdot 2 \cdot \pi}{i \cdot z \cdot \alpha} \quad (17)$$

mit B_e spez. Kraftstoffverbrauch
 P_{eff} effektiver Motorleistung (siehe Formel 1)
 i Arbeitsspielanzahl
 z Zylinderanzahl
 α Einspritzdauer

Die Luftmasse wird über eine Luftmengenmessung errechnet

$$M_{\text{Luft}} = V_{\text{Luft}} \cdot \rho_{\text{Luft}} \quad (18)$$

mit V_{Luft} gemessene Luftmenge,
 wobei die Luftdichte ρ_L sich wie folgt berechnet:

$$\rho_{\text{Luft}} = \frac{P_{\text{eff}}}{R \cdot T_L} \quad (19)$$

mit p_L Ladedruck im „Saugrohr“
 R universelle Gaskonstante
 T_L Temperatur im „Saugrohr“

Der Berechnungsaufwand beschränkt sich auf den Hochdruckteil zwischen „Einlass schließt“ und „Auslass öffnet“. Die Berechnung basiert auf dem ersten Hauptsatz der Thermodynamik:

$$\Delta Q = \Delta U + \Delta W + \Delta Q_w \cdot \Delta HI \quad (20)$$

mit ΔQ zugeführte oder freigesetzte Energie (Brennverlauf)
 ΔU Änderung der inneren Energie der Zylinderladung
 ΔW an den Kolben abgegebene Arbeit
 ΔQ_w an die Zylinderwand abgegebene Wärme
 ΔHI Enthalpieverluste durch Leckgas (z.B. Blowby)

Die Änderung der inneren Energie der Zylinderladung ΔU kann anteilmäßig errechnet werden aus der spezifischen inneren Energie und der Gasmasse:

$$\Delta U = M_2 \cdot u_2 - M_1 \cdot u_1 \quad (21)$$

mit u spezifische innere Energie
 M Gasmasse
 und bzw. Index 1: „Einlass schließt“
 Index 2: „Auslass öffnet“

Die spezifische Energie u ist unabhängig von der Temperatur, der Zusammensetzung des Gasgemisches (z.B. Luftüberschuss) und vom Druck. Zacharias, Justi bzw. Heywood erarbeiteten Tabellenwerke bzw. Gleichungen für die bei der Berechnung der spez. inneren Energie notwendigen Abhängigkeiten der Gaszusammensetzungen aus Luft, Brennstoff und Abgas. Die spez. innere Energie kann auch unter Berücksichtigung der entsprechenden Definition der spez. Wärme bei konstantem Volumen c_v berechnet werden:

$$u = u_0 + c_v \cdot (T - T_0) \quad (22)$$

mit u_0 spezifische innere Energie bei der Referenztemperatur T_0
 c_v mittlere spezifische Wärme bei konstantem Volumen zwischen der aktuellen Temperatur T und der Referenztemperatur T_0

Die aktuellen Gastemperaturen lassen sich mit der thermischen Zustandsgleichung aus dem gemessenen Zylinderdruck berechnen:

$$T = \frac{z \cdot p \cdot V}{M \cdot R} \quad (23)$$

mit z Realgasfaktor, der die Abweichung vom idealen Gas beschreibt
 V aktuelles Zylindervolumen
 M Gasmasse
 R spezifische Gaskonstante

Die an den Kolben abgegebene Arbeit ΔW ergibt sich aus dem zeitlich gemittelten Druckverlauf $p(t)$ (ca. 50 Zyklen) und dem vom Kolben verdrängten Volumen ΔV :

$$\Delta W = p \cdot \Delta V = \frac{(p_1 + p_2) \cdot (V_2 - V_1)}{2} \quad (24)$$

mit p Druck
 V Zylindervolumen

Die vom Brennraum an die Brennraumwand abgegebene Wärmemenge ΔQ_w ist zu der sie umgebenden Fläche und Temperaturdifferenz proportional. Hierbei wird die Summe der einzelnen Bauteile Kolben, Laufbuchse und Zylinderkopf betrachtet:

$$\Delta Q_w = \sum_i (\alpha \cdot A_i \cdot \Delta T_i \cdot \Delta t) \quad (25)$$

mit α mittlere örtliche Wärmeübergangszahl /74/
 A_i Einzelflächen (Kolben, Laufbuchse oder Zylinderkopf)
 ΔT_i Temperaturdifferenz zwischen Brennraum und Brennraumwand
 Δt Zeitdauer für das Berechnungsintervall

Die mittlere örtliche Wärmeübergangszahl α wird nach der Beziehung von Woschni berechnet:

$$\alpha = 127,9 \cdot d^{-0,2} \cdot p^{0,8} \cdot T^{-0,53} \cdot (c_1 \cdot c_m + c_2 \cdot \frac{V_h \cdot T_1}{p_1 \cdot V_1} \cdot (p - p_0)^{0,8}) \quad (26)$$

mit	d	Zylinderdurchmesser
	p	Zylinderdruck
	T	Gastemperatur im Zylinder
	c_m	mittlere Kolbengeschwindigkeit
	p_1	Zylinderdruck bei „Einlass schließt“
	T_1	Gastemperatur bei „Einlass schließt“
	V_1	Zylindervolumen bei „Einlass schließt“
	p_0	Zylinderdruck des geschleppten Motors zum betrachteten Zeitpunkt
und	c_1	Geschwindigkeitskonstante für die Kompression und Expansion
	c_2	Geschwindigkeitskonstante für den Bereich der Verbrennung (Zunahme der Turbulenz)

Während die Größe der Konstante c_2 nur im Bereich der Verbrennung gilt und als konstant angegeben werden kann:

$$c_2 = 0,00324 \quad (27)$$

wird die Geschwindigkeitskonstante c_1 im folgenden Zusammenhang von Woschni angegeben:

$$c_1 = 2,28 + 0,308 \cdot \frac{c_u}{c_m} \quad (28)$$

mit c_u Umfangsgeschwindigkeit der Zylinderluft (Drall)

Dies ist eine vereinfachende Darstellung des Zylinderdralles (siehe 2.5.1).

Der Enthalpieverlust ΔHI durch Undichtigkeiten des Motors (Blowby) kann folgendermaßen berücksichtigt werden:

$$\Delta HI = h \cdot \Delta MI \quad (29)$$

mit h mittlere spezifische Enthalpie der Zylinderladung im Rechenintervall (°KW)
 ΔMI Leckgasmasse während des Intervalls

Die Leckgasmasse ΔMI lässt sich bestimmen aus der isentropen Durchströmungsgleichung:

$$\Delta MI = \Delta t \cdot A_{isen} \cdot \frac{1}{v} \sqrt{2 \cdot R \cdot T \cdot \frac{\kappa}{\kappa - 1} \left[\pi^{\frac{2}{\kappa}} - \pi^{\frac{\kappa+1}{\kappa}} \right]} \quad (30)$$

mit A_{isen} isentroper Strömungsquerschnitt
 κ Isentropenexponent
 π Druckverhältnis Kurbelgehäuse zu Zylinder
 v spezifisches Volumen

Eine Übereinstimmung der berechneten Leckgasmenge mit dem gemessenen Blowby während der Hochdruckphase kann erreicht werden, wenn der isentrope Strömungsquerschnitt A_{isen} variiert wird. Damit werden nur die für den indizierten Zylinder zu berücksichtigenden Leckagen in die Brennverlaufsberechnung eingebracht.

Nun kann die Wärmemenge bestimmt werden, die freigesetzt werden muss, um den gerechneten Druckverlauf zu erreichen. Beim direkteinspritzenden Dieselmotor kann die Energie ΔQ einer Kraftstoffmenge ΔB gleichgesetzt werden:

$$\Delta B = \frac{\Delta Q}{H_u} \quad (31)$$

mit H_u Heizwert des eingespritzten Kraftstoffes

Für die Beurteilung des Arbeitsspieles mittels des Hochdruckteiles errechnet sich jetzt die Energiebilanz nach dem 1. Hauptsatz der Thermodynamik:

$$Q_{\text{zu}} = W + Q_w + H_i + (U_e - U_a) \quad (32)$$

mit

Q_{zu}	zugeführte Brennstoffmasse
W	indizierte Arbeit (Kolbenarbeit)
Q_w	Wandwärmeverluste
H_i	Enthalpieverluste durch Leckgas
U_a	innere Energie der Zylinderladung (Beginn Hochdruckphase) „Einlass schließt“
U_e	innere Energie der Zylinderladung (Ende Hochdruckphase) „Auslass öffnet“

8.2. B (Formeln für die Berechnung des MAN Dralls)

Die MAN nimmt für diese Ermittlung die mittlere Kolbengeschwindigkeit c_m als einen festen Wert von 10 m/s:

$$c_m = \frac{s_k \cdot n}{30} \quad (33)$$

mit s_k Kolbenhub [mm]
 n Motordrehzahl [min^{-1}]

Durch die geöffneten Einlassventile wird bei einem definierten Unterdruck und bei konditionierten Bedingungen (Temperatur, Feuchtigkeit, Luftdruck) ein konstanter Volumenstrom ($463 \text{ m}^3/\text{h}$ beim D28-Motor) gesaugt. Dadurch ergibt sich die Axialgeschwindigkeit c_A von 10 m/s. Das entspricht der mittleren Kolbengeschwindigkeit c_m bei einer Drehzahl von 2000 min^{-1} . Für andere Motorgrößen muss hier eine Umrechnung stattfinden. Mit einem Flügelradanemometer werden die Umdrehungen des Flügelrades, genauer die Frequenz, gemessen. Für eine Drallfrequenz von 100 Hz ergeben sich somit die Lösungen für die beiden Definitionen von Drallziffern:

1. **Drallziffer D** definiert als Umfangsgeschwindigkeit c_U zu Axialgeschwindigkeit c_A ergibt eine Drallziffer von 2,82.

$$D = \frac{c_U}{c_A} \quad (34)$$

mit $c_U = \omega \frac{d}{2} \quad (35)$

mit d Flügelraddurchmesser $\triangleq 0,7 \cdot \text{Kolbendurchmesser} = 0,7 \cdot 0,128 \text{ m} = 89,7 \text{ mm}$

und mit $\omega = 2 \cdot \pi \cdot f \quad (36)$

mit f Frequenz = 100 Hz

2. **Drallziffer D** definiert als Umfangsgeschwindigkeit c_U zu Drehzahl n ergibt eine Drallziffer von 0,874.

$$D = \frac{c_U}{n} \quad (37)$$

mit $n = \frac{c_A}{2 \cdot s_k} \quad (38)$

mit c_A Axialgeschwindigkeit = 10 m/s
 s_k Kolbenhub = 0,155 m

8.3. Bildverzeichnis

Abbildung 1:	Schematische Darstellung der Grenzen des Systems „Verbrennung“	2
Abbildung 2:	Schematische Darstellung eines Einspritzverlaufes	3
Abbildung 3:	Schematische Kolben- und Verbrennungsentwicklung	5
Abbildung 4:	Entwicklung von Einspritzpumpen	6
Abbildung 5:	CR- Einspritzsystem	7
Abbildung 6:	CR- Einspritzinjektor	7
Abbildung 7:	Steuerraum eines CR- Injektors (Zoom aus Abbildung 6)	8
Abbildung 8:	Schematische Darstellung von Düsen	9
Abbildung 9:	Der Einspritzverlaufindikator	10
Abbildung 10:	Messungen des Strahlkegelwinkels in einer Spraykammer	14
Abbildung 11:	Schematische Darstellung der Kavitation	15
Abbildung 12:	Schematische Darstellung von Düsenlöchern	15
Abbildung 13:	Vergleich Simulation und Messung einer kavitierenden Strömung	17
Abbildung 14:	Schematische Darstellung einer Strahlkraftmessung /33/	18
Abbildung 15:	Ergebnisse einer Strahlkraftmessung und dynamischer Höhenwinkel	18
Abbildung 16:	Aerodynamische Tropfenzerfallsmodelle	20
Abbildung 17:	CR- Injektor und das zugehörige 1D- Simulation- Modell in Hydsim	21
Abbildung 18:	CR- Injektor und das zugehörige 1D- Simulation- Modell in GPA	22
Abbildung 19:	Ergebnisse eines Vergleichs Simulation und Messung mit GPA	22
Abbildung 20:	Schematische Darstellung des Tropfenzerfalls einer Sacklochdüse	23
Abbildung 21:	Tropfenaufbruchmodell WAVE mit Child- Droplets	25
Abbildung 22:	optisch zugänglicher Motor (MAN D08) /72/	26
Abbildung 23:	Beispiel für (zeitsynchrone) optische Messtechniken /23/	27
Abbildung 24:	Schnittbild eines Einhubtriebwerkes /26/	27
Abbildung 25:	Abweichung der Kolbenbewegungen Einhubtriebwerk zum realen Motor	28
Abbildung 26:	Betrachtung der Einspritzung (glühender Ruß beim Nadelschließen) /24/	28
Abbildung 27:	Drallkanalformen	29
Abbildung 28:	Am Verbrennungsprozess im Dieselmotor beteiligte Vorgänge	32
Abbildung 29:	mögliche Fehler bei der Nachbildung eines Zylinderdruckverlaufes	37
Abbildung 30:	differentielle Berechnungszelle	38
Abbildung 31:	Aus CAD- Daten gewonnene Oberfläche zur Vernetzung des 3D- Gitters	40
Abbildung 32:	Auf ein Strahlsegment reduziertes 3D- Berechnungsgitter	40
Abbildung 33:	Vergleich von 1D- und 3D- Berechnungen mit einer Indizierung	41
Abbildung 34:	Ablagerungen der Verbrennung auf der Kolbenoberfläche	42
Abbildung 35:	Teillastpunkt, 11 °KW nach Einspritzbeginn [372 °KW]	44
Abbildung 36:	Flammenbewegung durch den initiierten Luftwirbel	45
Abbildung 37:	Volllastpunkt, 16 °KW nach Einspritzbeginn [371 °KW]	45
Abbildung 38:	Volllastpunkt, 10 °KW nach Einspritzende [407 °KW]	46
Abbildung 39:	Einfluss der Luftmassenkorrektur durch Absenkung des Ladedruckes	47
Abbildung 40:	Vergleich verschiedener Zylinderdrücke in der Kompressionsphase	49
Abbildung 41:	3D- Simulation: Geschwindigkeiten an der Kolbenkrone	50
Abbildung 42:	Überblick über simulierte bzw. vorgegebene Temperaturen	51
Abbildung 43:	Variation vorgegebener Temperaturen am Ausgleichsvolumen	52
Abbildung 44:	Ergebnisausgabe einer Druckverlaufanalyse	52

Abbildung 45:	Bauteilverformung durch 10 bar Last	53
Abbildung 46:	in 3D– Simulation integrierte Stauchungsfunktion	54
Abbildung 47:	Durchfluss in Abhängigkeit der Düsenform	56
Abbildung 48:	Einspritzpumpenprüfstandsmessung (Zwischendrehzahl)	56
Abbildung 49:	Einspritzpumpenprüfstandsmessung (Nennleistungspunkt)	57
Abbildung 50:	mathematische Ermittlung der Einspritzrate am gefeuerten Motor	57
Abbildung 51:	ermittelte Zeitverzögerungen $f(n, p_{Rail}, \text{Injektor})$	59
Abbildung 52:	Signalgewinnung einer Haupteinspritzung	60
Abbildung 53:	Signal einer Vor– und Nach– Einspritzung	61
Abbildung 54:	Signal einer geteilten Einspritzung	61
Abbildung 55:	Übergang von Kavitation zu HE– Verrundung und konischer Düse	63
Abbildung 56:	Umwandlung der Einspritzrate in den Strahlkegelwinkel der 3D– Simulation	64
Abbildung 57:	Vergleich der Einspritzraten verschiedener Einspritzsysteme	65
Abbildung 58:	Vergleich einfache HE und geteilte Einspritzung (357 und 367 °KW)	67
Abbildung 59:	Vergleich einfache HE und geteilte Einspritzung (378 und 381 °KW)	68
Abbildung 60:	Vergleich einfache HE und geteilte Einspritzung (382 und 383 °KW)	69
Abbildung 61:	Vergleich einfache HE und geteilte Einspritzung (394 und 410 °KW)	70
Abbildung 62:	Ablaufplan zur Erstellung der Randbedingungen	74
Abbildung 63:	sechs charakteristische Betriebspunkte des PartSize Vorhabens	78
Abbildung 64:	Druckverläufe der sechs charakteristischen Betriebspunkte	78
Abbildung 65:	BP11: ger. Druck und Brennverlauf	79
Abbildung 66:	BP11: jeweils 1. Ableitung von Druck und Temperatur	80
Abbildung 67:	BP11: ermittelte Temperatur und Wärmeübergang	80
Abbildung 68:	BP13: mit/ohne AGR: Rußmasse neues und altes Rußmodell	81
Abbildung 69:	BP13 und 14 mit/ohne AGR: gemessene Partikelgrößen	82
Abbildung 70:	Anzahl der Varianten für die Ermittlung der Parameter	83
Abbildung 71:	Bisheriges Vorgehen zur Visualisierung der Verbrennung	85
Abbildung 72:	Mögliche Konfiguration einer Visualisierung der Verbrennung	86
Abbildung 73:	Modellierung Düse in Düse	87
Abbildung 74:	Weber– über Ohnesorge– Zahl: Charakterisierung des Tropfenaufbruchs	88

8.4. Literaturverzeichnis

- /1/ Müller Eckardt
Gemischbildung im Dieselmotor bei Wandanlagerung
Dissertation, TH Darmstadt, Juni 1976
- /2/ Adker U., Bauer H., Cypra A., Dinkler F., Künne P., Röder J.
Kraftfahrtechnisches Taschenbuch
BOSCH, VDI- Verlag, 21. Auflage, 1991
- /3/ Domke Herrmann
Inbetriebnahme eines Einspritzpumpenprüfstandes mit Untersuchung verschiedener Einspritzsysteme
Diplomarbeit, MAN intern, Dez. 1995
- /4/ Baumgärtner Markus
Optimierung des Einspritznockens mit dem Ziel geringster NOx- Emissionen
Diplomarbeit, MAN intern, Dez. 1998
- /5/ Urlaub Alfred
Verbrennungsmotoren, Band I bis III
Springer Verlag, 1987;
- /6/ Constien Martin
Bestimmung von Einspritz- und Brennverlauf eines direkteinspritzenden Dieselmotors
Dissertation, TU München, Mai 1991
- /7/ NN
FIRE Anwendertreffen
Umdrucke der Vorträge, Graz, Okt. 2003 und Juni 2006
- /8/ Knapp R. T., Daily J. W., Hammit F. G.
Cavitation
McGraw-Hill Inc., New York, 1970
- /9/ Arcoumanis C., Flora H., Gavaises M., Kampanis N., Horrocks R.
Investigation of Cavitation in a Vertical Multi – Hole Injector
SAE Technical Paper Series 99010524, 1999
- /10/ Bergwerk W.
Flow Pattern in Diesel Nozzle Spray Holes
Proc. Inst. Mech. Eng. Bd. 173, 1959
- /11/ Marcer R., LeCottier P., Chaves H., Argueyrolles B., Habchi C., Barbeau B.
A Validated Numerical Simulation of Diesel Injector Flow Using a VOF Method
SAE Technical Paper Series 2000-01-2932, 2000
- /12/ Blessing M.
Untersuchung und Charakterisierung von Zerstäubung, Strahlausbreitung und Gemischbildung aktueller Dieseldirekteinspritzsysteme
Dissertation, Universität Stuttgart, FB Maschinenbau, April 2004
- /13/ König G., Blessing M., Krüger C., Michels U., Schwarz V.
Analyse von Strömungs- und Kavitationsvorgängen in Dieseleinspritzdüsen und deren Wirkung auf die Strahlausbreitung und Gemischbildung
5. Internationales Symposium für Verbrennungsdiagnostik S. 119-135, Juni 2002
- /14/ Busch R.
Untersuchung von Kavitationsphänomenen in Dieseleinspritzdüsen
Dissertation, Universität Hannover, 2001

- /15/ Roosen P.
Düsenstrahlentstehung I
FVV Forschungsbericht Nr. 388, Heft 445, 1989
- /16/ Roosen P., Kluitmann S., Knoche K.-F.
Untersuchung und Modellierung des transienten Verhaltens von Kavitationerscheinungen bei ein- und mehrkomponentigen Kraftstoffen in schnell durchströmten Düsen
DFG-Schwerpunkt: Transiente Vorgänge in mehrphasigen Systemen
1. Abschlussbericht, 1995
- /17/ Bode J.
Zum Kavitationseinfluß auf den Zerfall von Flüssigkeitsfreistrahlen
Dissertation, Universität Göttingen, 1991
- /18/ Knox-Kelecy A. L., Farrell Q.V.
Internal Flow in a Scale Model of a Diesel Fuel Injector Nozzle
SAE Technical Paper Series 922308, 1992
- /19/ Kato M., Kano H., Date K., Oya T., Niizuma K.
Flow Analysis in Nozzle Hole in Consideration of Cavitation
SAE Technical Paper Series 970052, 1997
- /20/ Phua T.N., Pawlowski A, Reichelt L.
Capacitance Tomography for Measuring the Spray Structure close the Nozzle
FVV Forschungsbericht Nr. 786, Heft 786, 2006
- /21/ Seebode J.
Dieselmotorische Einspritzratenformung unter dem Einfluss von Druckmodulation und Nadelsitzdrosselung
Dissertation, Universität Hannover, FB Maschinenbau, 2004
- /22/ Erdmann Horst – Dieter
Untersuchungen zum Einfluss von Toleranzen bei Dieseleinspritzanlagen auf den Einspritzverlauf und auf den Motorbetrieb
Dissertation, TU Braunschweig, Nov. 1983
- /23/ Leipertz Alfred
Motorische Verbrennung – aktuelle Probleme und moderne Messverfahren
Tagung Haus der Technik, 1995
- /24/ Forschung: Huber (IMH), Peters (ITM), Bockhorn (ICT), Mayinger (LAT), Leipertz (LTT)
Industrie: AUDI, BMW und MAN
Potential neuartiger Einspritzverfahren zur Reduzierung von Ruß und NOx bei der dieselmotorischen Verbrennung
Großprojekt der Bayerischen Forschungsstiftung (BFS); 01.03.97 bis 31.08.2000
- /25/ Ofner Bernd
Dieselmotorische Kraftstoffzerstäubung und Gemischbildung mit Common– Rail Einspritzsystemen
Dissertation, TU München, Jun. 2001
- /26/ Eisen Sven-Michael
Visualisierung der dieselmotorischen Verbrennung in einer schnellen Kompressionsmaschine
Dissertation, TU München, Apr. 2003
- /27/ Maier R., Projahn U., Krieger K.
Anforderungen an Einspritzsysteme
MTZ, Jahrgang 63, 9/2002
- /28/ Michels U., Krüger Christian, Merker, G. P.
Improved DI Diesel Engine Spray Modelling by Application of an Orifice Resolved

- 3– dimensional Eulerian Spray Model**
FIRE Anwendertreffen, Graz, Juni 2005
- /29/ Siegloch H.
Technische Fluidmechanik
3. Auflage, VDI Verlag, Düsseldorf, 1996
- /30/ Ganippa L. C., Andersson S., Chomiak J.
Transient Measurements of Discharge Coefficients of Diesel Nozzles
SAE Congress, 2000
- /31/ Kneer R.
Spraystruktur und Geschwindigkeitsfeld beim primären Strahlaufbruch bei der Dieseleinspritzung
Url: <http://www.wsa.rwth-aachen.de/einspritzung.0.html>
- /32/ Dürnholz M., Strobel M.
Untersuchung des Potentials der Brennverfahrensparameter Drall und Einspritzung zur Erfüllung zukünftiger Anforderungen an hochaufgeladene Dieselmotoren mit direkter Kraftstoffeinspritzung (Dieselgemischbildung II)
FVV Forschungsbericht Nr. 562, Heft 600, 1994
- /33/ Schünemann Erik
Experimentelle Untersuchung zur Interaktion zwischen Einspritzstrahl und Brennraumwand bei der dieselmotorischen Einspritzung
Dissertation, TU Erlangen, 1999
- /34/ Egermann J., Müller A., Taschek M.
Einfluss der Brennraumwand auf Verbrennung und Schadstoffbildung bei kleinvolumigen DI-Dieselmotoren
FVV Forschungsbericht Nr. 797, Heft 790, 2004
- /35/ Fettes C., Schulze T.
Wandinflüsse auf Gemischbildung und Verbrennung bei kleinvolumigen DI – Dieselmotoren
FVV Vorhaben Nr. 858, Heft 829, 2001
- /36/ Koch P., Hübner M.
Wandnahe Dieselverbrennung
FVV Vorhaben Nr. 728, Heft 720, 2006
- /37/ Durst Franz, et al.
Grundlagen der Ähnlichkeitstheorie und Modellübertragung in Strömungsmechanik und Verfahrenstechnik
Kurzlehrgang, Tagungsunterlagen, Okt. 1998
- /38/ v. Ohnesorge W.
Die Bildung von Tropfen an Düsen und die Auflösung flüssiger Strahlen
Zeitschrift für angew. Math. und Mech., Bd. 16, 1936
- /39/ Wittig
Blasenzerfall
Universität Karlsruhe
- /40/ Gerstle M., Merker G.P.
GPA– Großmotor – Simulation des dynamischen Betriebsverhaltens von Großdieselmotoren
FVV Forschungsbericht Nr. 633, Heft 499, 1998
- /41/ Gessner U., Große W.
Erstellung von Einspritzsystem-Bausteinen für die Gesamtprozessanalyse (GPA)
FVV Forschungsbericht Nr. 723, Heft 761, 2000

- /42/ Gessner U., Riedl J., Neumeir, Huber
Entwicklung von Einspritzbausteinen zur Erweiterung des GPA- Anwendungsbereichs
FVV Forschungsbericht Nr. 813, Heft 802, 2004
- /43/ Hortig C.
Modellierung des Common- Rail- Einspritzsystems in GPA
Praktikumsbericht, MAN intern, Dez. 2004
- /44/ Fath, A.
Charakterisierung des Strahlaufbruch – Prozesses bei der instationären Druckzerstäubung
Dissertation, TU Erlangen, 1997
- /45/ Heimgärtner C.
Experimentelle Untersuchung des Primärzerfalls bei der dieselmotorischen Einspritzung, Teilprojekt 1
FVV Forschungsbericht Nr. 685, Heft 730, 2002
- /46/ Tatschl R., Winklhofer E., v. Kuensberg Sarre C.
Entwicklung und experimentelle Verifizierung eines Simulationsmodells zur Berechnung des Primärzerfalls von Dieselstrahlen, Teilprojekt 2
FVV Forschungsbericht Nr. 685, Heft 730, 2002
- /47/ Pachler K., Tatschl R., Winklhofer E.
Entwicklung und experimentelle Verifizierung eines dreidimensionalen Simulationsmodells zur Berechnung des dieselmotorischen Verbrennungsprozesses
FVV Forschungsbericht Nr. 618, Heft 497, 1998
- /48/ v. Kuensberg Sarre C., Kong S.-C., Reitz R. D.
Modelling the Effects of Injector Nozzle Geometry on Diesel Sprays
SAE Technical Paper Series 1999-01-0912, 1999
- /49/ Alajbegovic A., v. Künsberg Sarre C., Tatschl R., Winklhofer E.
Diesel Spray Break-up Modelling Including Multidimensional Cavitation Flow Effects
ILASS Europe, Darmstadt, Sept. 2000
- /50/ Marcer R., LeGouez J. M.
Simulation of Unsteady Cavitating Flows in Diesel Injector with an Improved VOF – Method
17. ILASS-Europe Conf., Zürich, 2001
- /51/ Masuda R., Fuyuto T., Nagaoka M.
Validation of Diesel Fuel Spray and Mixture Formation from Nozzle Internal Flow Calculation
SAE Technical Paper Series 2005-01-2098, 2005
- /52/ v. Berg E., Edelbauer W., Alajbegovic A., Tatschl R., Volmayer M., Kegl B., Ganippa L.C.
Coupled Simulations of Nozzle Flow, Primary Fuel jet Breakup, and Spray Formation
Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, October 2005, Vol. 126 S. 897 908
- /53/ Tibaut P., Marohnic V., Suffa M.
Advanced Diesel Combustion Optimization
SAE Toptech on CFD for Automotive Applications, 12th-13th June 2006, Pune, India
- /54/ Greif D., Morozov A., Winklhofer E., Tatschl R.
Experimental and Numerical Investigation of Erosive Effects due to Cavitation within Injection Equipment
4th Int. Conf. on Computational Heat and Mass Transfer, Paris, May 2005

- /55/ de Neef, A. Tjeerd
Untersuchungen der Voreinspritzung am schnellaufenden, direkteinspritzenden Dieselmotor
Dissertation, ETH Zürich Nr. 8292, 1987
- /56/ Decker R., Huber G., Schmöller R.
Hochdruckeinspritzung
FVV Forschungsbericht Nr. 312+362+418, Heft 438, 1989
- /57/ Ahmadi-Befrui B., Brandstätter W., Höfler T., Mayer R., Wigley G.
Simulationsmodell Zylinderinnenströmung
FVV Forschungsbericht Nr. 416, Heft 508, 1992
- /58/ Fuchs H., Pitcher G., Wiesler B., Wigley G., Winklhofer E.
Einspritzstrahlstruktur
FVV Forschungsbericht Nr. 428, Heft 499, 1992
- /59/ Alajbegovic A., v. Künsberg Sarre C., Tatschl R., Wiesler B.
Advanced 3D Fluid Dynamic Simulation For Diesel Engines
Thiesel '2000, Conference on: Thermofluidynamic Processes in Diesel Engines, Valencia, Sept. 2000
- /60/ Alajbegovic A., Greif D., Basara B., Iben U.
Cavitation Calculation with the Two – Fluid Model
3rd European-Japanese Two – Phase Flow Group Meeting, Vagliagli, Italy, Sept. 2003
- /61/ Greif D., Wang D. M.
Aspects Of Modelling Cavitation Effects Within Injection Equipment Using Advanced Two– Fluid Techniques
Turbulence, Heat and Mass Transfer 5, 2006
- /62/ Reitz R. D.
Atomization and other Break-Up Regimes of a Liquid Jet
Dissertation, Princeton University, 1978
- /63/ Hiroyasu H., Kim J. H., Nishida K.
Characteristics of the Internal Flow in a Diesel Injection Nozzle
ICLASS Seoul, 1997
- /64/ Walther J.
Quantitative Untersuchungen der Innenströmung in kavitierenden Dieseleinspritzdüsen
Dissertation, Technische Universität Darmstadt, 2002
- /65/ Baumgarten C.
Numerical and Experimental Investigations of Cavitating Flow in High Pressure Diesel Nozzles
Proc 17th ILASS Europe Conf. pp593, Zürich, 2001
- /66/ Gerstle M., Merker G.P.
Modellierung des Primärzerfalls bei der Hochdruckeinspritzung
MTZ, Jahrgang 65, 2/2004
- /67/ Schmalzing Claus-Oliver
Theoretische und experimentelle Untersuchung zum Strahlausbreitungs- und Verdampfungsverhalten aktueller Diesel- Einspritzsysteme
Dissertation, Uni Stuttgart, 2001
- /68/ NN
FIRE, Usermanual
Versionen 7.3 bis Version 8.4

- /69/ Brandstätter W., Pitcher G., Wiesler B., Winklhofer P., Winklhofer E.
Strahlausbreitung
FVV Forschungsbericht Nr. 355, Heft 426, 1988
- /70/ Reulein C.
Simulation des instationären Warmlaufverhaltens von Verbrennungsmotoren
Dissertation, TU München, LVK, 1998
- /71/ Gerstle M.
Simulation des instationären Betriebsverhaltens hochaufgeladener Vier- und Zweitakt – Dieselmotoren
Dissertation, Universität Hannover, FB Maschinenbau, 1999
- /72/ NN
Control of Soot Particle Size by Means of Simulation and Measurement
EU-Bericht, ENK6-CT2001-00534, 5TH Framework of the European Community, 2005
- /73/ Frank Wolfgang
Beschreibung von Einlasskanalströmungen für 4– Takt– Hubkolbenmotoren auf der Grundlage stationärer Durchströmversuche
Dissertation, RWTH Aachen, Dez. 1985
- /74/ Woschni Gerhard
Verbrennungsmotoren
Vorlesungsumdruck
- /75/ Pischinger Franz
Verbrennungsmotoren, Band I und II
Vorlesungsumdruck, RWTH Aachen, Lehrstuhl für angewandte Thermodynamik, 14. Auflage, Okt. 1993
- /76/ Grohe Heinz
Messen an Verbrennungsmotoren
Vogel-Verlag, 1979
- /77/ Grohe Heinz
Otto- und Dieselmotoren
Vogel-Verlag, 1982
- /78/ Mahle
Verbrennungsmotoren
Kolbenkunde, 1982
- /79/ Wehinger D., Pischinger R.
MOSES2 – Motorprozessrechensystem
Beschreibung, Mai 92
- /80/ NN MAN
Grundlagen der Nutzfahrzeugtechnik – Basiswissen Lkw und Bus
Marketing Training, Juli 2004
- /81/ Tilinski Marco
Vergleich von 3D– Simulationsergebnissen einer voll modellierten Dieselmulde mit einer stark, auf ein Strahlsegment vereinfachten Mulde, unter zur Hilfenahme des Programms FIRE (Version 8.2x)
Diplomarbeit, MAN intern, Mrz. 2004
- /82/ Häderle Sven
Nachbildung eines Drallmessprüfstandes mit Hilfe der 3D– Strömungssimulation
Diplomarbeit, MAN intern, Aug. 2005
- /83/ Knies Thorsten
Anpassung der Hochdruckseite eines Common– Rail– Einspritzsystems an einem

- direkteinspritzenden Nutzfahrzeugdieselmotor***
Diplomarbeit, MAN intern, Dez. 1997
- /84/ Menzinger Friedrich
Numerische Simulation der Sprayausbreitung von Direkteinspritzungssystemen unter dieselmotorischen Bedingungen
Diplomarbeit, MAN intern, Dez. 1999
- /85/ Hasse Christian
A two-Dimensional Flamelet Model for Multiple Injection in Diesel Engines
Dissertation, RWTH Aachen, Juli 2004
- /86/ Bauer Wolfgang, MAN
Verfahren zur Steuerung des Einspritzstrahlimpulses eines Verbrennungsmotors mit direkter Brennstoffeinspritzung zur Verminderung der Ölverdickung
Patentschrift DE 100 32 736.2, 2000
- /87/ Groenendijk Axel
Gemischbildung und Verbrennungssteuerung bei homogener und teilhomogener Dieselverbrennung
Dissertation, TU Braunschweig, Jan. 2003
- /88/ Raatz Thorsten
Untersuchungen zur homogenen Dieselverbrennung
Dissertation TU Braunschweig, Nov. 2002
- /89/ Houben Michael
Rußbildung im Dieselmotor bei lokaler Kraftstoff / Abgas- Mischung
Dissertation RWTH Aachen, Apr. 1990
- /90/ Steiner R.
Modellierung und strömungsmechanische Simulation der dieselmotorischen Verbrennung
Dissertation, Universität Karlsruhe (TH), FB Maschinenbau, 2004
- /91/ Mauß Fabian
Entwicklung eines kinetischen Modells der Rußbildung mit schneller Polymerisation
Dissertation, RWTH Aachen, 1997
- /92/ Reichelt Lars, Renz U., Grünefeld G., Pauls C.
Tropfenverdunstung und -zerfall bei überkritischen Umgebungsbedingungen
FVV Forschungsbericht 742, Heft 748, 2002
- /93/ Renz Ulrich
Measurements and Numerical Simulation of High Pressure Fuel Sprays
EACC 2003, 1st European Automotiv CFD Conference, Juni 2003